



TUGAS AKHIR - TM141585

**STUDI EKSPERIMEN KARAKTERISTIK GETARAN
SISTEM UTAMA DENGAN PENAMBAHAN *DOUBLE
DYNAMIC VIBRATION ABSORBER (DVA) -
INDEPENDENT***

HAKIM IMAM NUGROHO
NRP. 2112 106 026

Dosen Pembimbing
Dr.Eng. Harus Laksana Guntur, ST., M.Eng.

JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2015



FINAL PROJECT - TM141585

**EKSPERIMENTAL OF MAIN SYSTEM VIBRATION
CHARACTERISTIC WITH INCREMENT DOUBLE
DYNAMIC VIBRATION ABSORBER (DVA) -
INDEPENDENT**

HAKIM IMAM NUGROHO
NRP. 2112 106 026

Academic Supervisor
Dr.Eng Harus Laksana Guntur ST,M.Eng.

MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT
Faculty of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya 2015

LEMBAR PENGESAHAN

STUDI EKSPERIMEN KARAKTERISTIK GETARAN SISTEM UTAMA DENGAN PENAMBAHAN *DOUBLE DYNAMIC VIBRATION ABSORBER (DVA) - INDEPENDENT*

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada
Bidang Studi Desain
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

HAKIM IMAM NUGROHO

NRP. 2112 106 026

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

1. Dr. Eng. Harus Laksana Guntur, ST., M. Eng.

2. Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, Msc., PhD

3. Dr. Wiwiek Hendrowati, ST., MT

4. Moch. Solichin, ST., MT



SURABAYA

Juli, 2015

**STUDI EKSPERIMEN KARAKTERISTIK GETARAN
SISTEM UTAMA DENGAN PENAMBAHAN *DOUBLE
DYNAMIC VIBRATION ABSORBER (DVA) -
INDEPENDENT***

Nama Mahasiswa : Hakim Imam Nugroho
NRP : 2112 106 026
Jurusan : Teknik Mesin FTI – ITS
Dosen Pembimbing : Dr. Eng. Harus Laksana
Guntur, ST., M.Eng
NIP : 19750511 1999 031 001

ABSTRAK

Getaran yang berlebih dapat menimbulkan kerusakan pada konstruksi peralatan sehingga perlu direduksi. Salah satu cara untuk mereduksi getaran yang berlebih adalah dengan menambahkan Dynamic Vibration Absorber (DVA) pada sistem tersebut.

Dalam tugas akhir ini akan dilakukan studi eksperimen karakteristik getaran sistem utama 2 Degree of Freedom (DOF) dengan penambahan double DVA independent. Studi eksperimen dilakukan dengan mengukur getaran pada sistem utama dengan meletakkan accelerometer pada titik berat dan diujung sistem utama dengan jarak yang ditentukan. Kemudian pengujian dilakukan dengan variasi putaran motor (15,20, 25,30, 35) Hz dan sudut phasa 90°. Selain itu divariasikan jarak antar 2 DVA pada sistem paralel yaitu (L/10,L/5,L/3) dari panjang total sistem utama 50 cm.

Hasil yang diperoleh dari pengujian sistem dengan penambahan double DVA-Independent adalah sebagai berikut: nilai reduksi maksimal pada gerak translasi terletak pada variasi lengan L/10 dan pada frekuensi 25 Hz dengan nilai reduksi 0,60 m/s² atau dengan nilai 60 % dan untuk gerak rotasi nilai reduksi maksimal terletak pada variasi lengan

L/10 dan pada frekuensi 25 Hz dengan nilai reduksi sebesar $0,36 \text{ rad/s}^2$ atau dengan nilai 36 % . Dari niali diatas dapat disimpulkan sistem dengan penambahan double DVA-Independent dapat meredam respon getaran baik arah translasi dan rotasi.

Kata Kunci : *Respon getaran, DVA, Sudut Phasa, Frekuensi*

EKSPERIMENTAL STUDY OF MAIN SYSTEM VIBRATION CHARACTERISTIC WITH INCREMENT DOUBLE DYNAMIC VIBRATION ABSORBER (DVA) - INDEPENDENT

Name : Hakim Imam Nugroho
NRP : 2112 106 026
Major : Teknik Mesin FTI – ITS
Supervisor : Dr. Eng. Harus Laksana
Guntur, ST., M.Eng
NIP : 19750511 1999 031 001

ABSTRACT

Remain of vibration could be damage of equipment construction and it has to be reduction. Increment Double Dynamic Vibration Absorber (DVA) in the system in the one way reduction the remain vibration.

In this final project going to do eksperimental study of main system 2 Degree Of Freedom (DOF) with increment double DVA – Independent. This eksperimental study do with measuring vibration at the main system with accelorometer putting on center of gravity and the end of main system at a set distance . Then, testing of the main system with variation of motor rotation (15,20,25,30,35) Hz and phasa angle 90° . E lse variation of distance between 2 DVA in paralel system (L/10,L/5,L/3) from total length of 50 cm main system

This final project resulted maximum reduction value with translation movement at length variation L/10 with frequency 25 Hz and reduction value $0,60 \text{ m/s}^2$ or with value 60% and for rotation movement at length L/10 with frequency 25 Hz amd reduction $0,36 \text{ r ad/sec}^2$ or with value 36%. From upon value conclude that increment of double DVA – Independent can be

muffle vibration respon well at translation movement and rotation movement.

Key Word : DVA,Frequency,Phasa Angle, Vibration Respon

KATA PENGANTAR

Segala Puji dan Syukur penulis curahkan sepenuhnya kepada Allah SWT, karena atas limpahan rahmat dan hidayah-Nya tugas akhir ini dapat terselesaikan. Penulis sangat menyadari bahwa keberhasilan dalam penulisan tugas akhir ini tak lepas dari dukungan dan bantuan berbagai pihak. Melalui kesempatan ini penulis ingin menyampaikan ucapan terima kasih kepada pihak-pihak yang telah banyak membantu dan mendukung baik secara moril maupun materil dalam proses penyelesaian tugas akhir ini, antara lain:

1. Bapak Dr. Eng. Harus Laksana Guntur, ST., M.Eng. selaku dosen pembimbing tugas akhir yang selalu memberikan saran, motivasi, dan ilmu-ilmu yang sangat bermanfaat bagi penulis. Terima kasih atas kesabarannya selama membimbing penulis.
2. Ibunda tercinta Kariyem dan Ayahanda tercinta (Alm) Syamsul Bakri yang senantiasa memberikan doa, dorongan semangat dan moril bagi penulis untuk terus berusaha menuntut ilmu semoga Allah SWT selalu memberikan rahmat serta hidayatnya.
3. Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, M.Sc., PhD, Dr. Wiwiek Hendrowati, ST., MT. dan Moch. Solichin, ST., MT selaku dosen penguji proposal tugas akhir dan tugas akhir penulis, terima kasih atas saran-saran yang telah diberikan.
4. Ibu Dr. Wiwiek Hendrowati, ST., MT. selaku Dosen wali penulis, terima kasih atas kebaikan, perhatian, dan saran-saran yang telah bapak berikan selama ini.
5. Bapak Ir. Bambang Pramujati, MSc.Eng. PhD selaku Ketua Jurusan Teknik Mesin yang telah memberikan motivasi dan

- dukungan kepada penulis untuk segera menyelesaikan studinya.
6. Seluruh Dosen dan karyawan jurusan Teknik Mesin ITS.
 7. Keluarga besar penulis yang senantiasa memberikan doa dan dukungannya kepada penulis sehingga penulis bisa menyelesaikan tugas akhir ini.
 8. Prasetya Agista yang sama – sama berjuang dalam menyelesaikan Tugas akhir ini.
 9. Rekan - rekan lintas jalur Teknik Mesin ITS angkatan tahun 2012 Genap, yang senantiasa memberikan semangat dan bantuan ketika penulis membutuhkan, terima kasih atas bantuannya dan mari kita jaga persahabatan dan persaudaraan yang telah berjalan.
 10. Teman-teman lab. Sistem Dinamis dan Vibrasi terima kasih atas doa dan dukungannya.
 11. Seluruh civitas akademik Teknik Mesin ITS.
 12. Semua pihak yang tidak dapat disebutkan oleh penulis.

Penulis menyadari masih banyak kekurangan dalam penyusunan tugas akhir ini, oleh karena itu saran dan masukan dari semua pihak sangat penulis harapkan. Penulis berharap semoga tugas akhir ini dapat memberikan manfaat dan sumbangsih bagi perkembangan ilmu pengetahuan.

Surabaya, Agustus 2015

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	
LEMBAR PENGESAHAN	
ABSTRAK	i
ABSTRACT	ii
KATA PENGANTAR	iii
DAFTAR ISI	iv
DAFTAR GAMBAR	v
DAFTAR TABEL	vi
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Perumusan Masalah	2
1.3 Tujuan Penelitian	2
1.4 Batasan Masalah	2
1.5 Manfaat Penelitian	3
1.6 Sistematika Penulisan	3
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	5
2.1 Penelitian Terdahulu	5
2.2 Dasar Teori Mekanika Getaran	9
2.2.1 Amplitudo	9
2.2.2 Frekuensi	10
2.2.3 <i>Dynamic Vibration Absorber</i>	10
2.2.4 <i>Undamped Dynamic Vibration Absorber</i>	10
2.2.5 <i>Damped Dynamic Vibration Absorber</i>	14
BAB III METODOLOGI PENELITIAN	17
3.1 Tahapan Penelitian	17
3.1.1 Diagram Alir Penelitian	17
3.1.2 Penjelasan <i>Flowchart</i> Penelitian	18
3.2 Pengujian	35
3.2.1 Peralatan Pengujian	35
3.2.2 Penentuan Posisi Pengukuran	38
3.2.3 Diagram Alir Pengujian	38

3.2.3.1 Penjelasan Diagram Alir Pengujian.....	40
3.2.4 Lembar Data Pengujian.....	41
BAB IV ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN.....	43
4.1 Analisa Eksperimen.....	43
4.1.1 Pengolahan Data.....	
4.2 Pengaruh Variasi Frekuensi Terhadap Nilai Percepatan yang Dihasilkan.....	49
4.2.1 Variasi Frekuensi pada Sistem Tanpa DVA.....	49
4.2.2 Variasi Frekuensi Terhadap Jarak Sistem Dengan DVA-Independent.....	51
4.2.2.1 Variasi Jarak DVA L/10 Pada Frekuensi (15,20,25,30,35) Hz.....	51
4.2.2.2 Variasi Jarak DVA L/5 Pada Frekuensi (15,20,25,30,35) Hz.....	54
4.2.2.3 Variasi Jarak DVA L/3 Pada Frekuensi (15,20,25,30,35) Hz.....	56
4.3 Analisa Respon Akselerasi Getaran Translasi dan Rotasi.....	58
4.3.1 Kondisi Tanpa Penambahan Double DVA-Independent.....	58
4.3.1.1 Hasil Nilai Percepatan Gerak Translasi dan Rotasi.....	58
4.3.1.2 Pembahasan Grafik Percepatan Gerak Translasi dan Rotasi Pada Sistem Tanpa Double DVA-Independent.....	58
4.3.2 Kondisi Dengan Penambahan Double DVA-Independent.....	61
4.3.2.1 Hasil Nilai Percepatan Gerak Translasi dan Rotasi.....	61

4.3.2.2	Pembahasan Grafik Percepatan Gerak Translasi Pada Sistem Dengan Penambahan <i>Double DVA-Independent</i>	62
4.3.2.3	Pembahasan Grafik Percepatan Gerak Rotasi pada Sistem Dengan Penambahan <i>Double DVA-Independent</i>	64
4.3.3	Pembahasan Grafik Sistem Dengan Penambahan <i>Double DVA-Independent</i> VS Grafik Sistem Tanpa Penambahan <i>Double DVA-Independent</i>	67
4.3.3.1	Hasil Reduksi Nilai Percepatan Sistem Dengan Penambahan <i>Double DVA-Independent</i> VS Sistem Tanpa Penambahan <i>Double DVA-Independent</i>	67
4.4	Pengaruh Variasi Pada Sistem Utama.....	69
4.4.1	Pengaruh Frekuensi Pada Sistem Utama.....	69
4.4.2	Pengaruh Panjang Lengan Pada Sistem Utama.....	70
4.4.3	Pembahasan Grafik Dengan DVA L/10, L/5, L/3 Vs Grafik Tanpa DVA.....	73
4.4.3.1	Translasi.....	73
4.4.3.2	Rotasi.....	74
4.4.4	Pembahasan Grafik Nilai Reduksi Percepatan.....	75
4.4.4.1	Nilai Reduksi Percepatan Gerak Translasi.....	75
4.4.4.2	Nilai Reduksi Gerak Rotasi.....	76
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN		77
5.1	Kesimpulan.....	77
5.2	Saran.....	78

DAFTAR PUSTAKA

DAFTAR TABEL

Tabel 3.1.	Pengambilan Pengambilan Data.....	42
Tabel 4.1.	Nilai Percepatan Pada Sistem Tanpa DVA	51
Tabel 4.2.	Hasil Nilai Percepatan Pada Variasi Jarak DVA L/10	53
Tabel 4.3.	Hasil Nilai Percepatan Pada Variasi Jarak DVA L/5	55
Tabel 4.4.	Hasil Nilai Percepatan Pada Variasi Jarak DVA L/3	57
Tabel 4.5.	Hasil Nilai Percepatan dari Getaran Arah Translasi dan Rotasi untuk Kondisi Tanpa DVA	58
Tabel 4.6.	Nilai Percepatan dari Getaran Arah Translasi untuk Kondisi Dengan Penambahan DVA.....	61
Tabel 4.7.	Nilai Percepatan dari Getaran Arah Rotasi	62
Tabel 4.8.	Nilai Reduksi Gerak Translasi.....	68
Tabel 4.9.	Nilai Reduksi Gerak Rotasi	68

BAB I

PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang

Getaran adalah gerakan bolak balik dalam satu interval waktu tertentu, getaran berhubungan dengan gerakan osilasi benda dan gaya yang berhubungan dengan gerak benda tersebut. Semua benda yang mempunyai massa dan elastisitas dapat bergetar jika dikenai suatu gaya translasi atau rotasi, apabila getaran yang terjadi berlebihan tentunya berdampak buruk pada suatu sistem sehingga diperlukan cara untuk mengurangi getaran tersebut. *Dynamic Vibration Absorber* (DVA) merupakan suatu sistem tambahan yang digunakan untuk membantu meredam getaran yang terjadi pada suatu sistem utama. DVA banyak diaplikasikan pada suatu mesin industri atau pun pada kendaraan yang berguna untuk mengurangi dampak negatif yang ditimbulkan oleh suatu getaran berlebihan yang dihasilkan oleh suatu sisten yang bergerak.

Banyak kasus yang memanfaatkan DVA untuk melakukan pengurangan getaran pada arah gerak translasi saja. Untuk kasus yang lebih kompleks, bisa saja sebuah sistem mengalami getaran pada arah gerak rotasional. Secara prinsip DVA merupakan sebuah massa tambahan yang dilekatkan pada sebuah sistem utama yang sedang bergetar, melalui sebuah pegas peredam. Dengan adanya DVA pada sebuah sistem yang bergetar maka sebagian energi getar yang terjadi tersebut akan disalurkan kepada DVA ini. DVA akan bergetar dengan arah yang berlawanan dengan arah getar dari sistem utama untuk mengurangi getaran yang ada pada sistem utama

Pada penelitian tugas akhir ini akan dibuat dan dibahas mengenai mekanisme dengan DVA kemudian dilakukan

pengujian karakteristik. Penelitian ini menggunakan motor listrik AC sebagai sumber getaran pada sebuah *Beam* dan memvariasikan nilai parameter alat uji yaitu sudut phasa *disc* 90° dan frekuensi kecepatan motor pada 15 Hz, 20 Hz, 25 Hz, 30 Hz, 35 Hz serta perubahan jarak posisi massa DVA L/10 cm, L/5 cm, dan L/3 cm dari panjang total sistem utama sepanjang 50 cm yang digeser secara simetri sehingga mendapatkan respon getaran. Dari pengujian tersebut dapat diketahui bahwa bagaimana pengaruh penambahan DVA pada sistem utama sehingga dapat mereduksi getaran.

1.2. Perumusan Masalah

Perumusan masalah yang diambil dalam di Tugas Akhir ini, diantaranya :

1. Bagaimana pengaruh perubahan frekuensi terhadap respon gerak yang dihasilkan pada sistem utama ?
2. Bagaimana pengaruh variasi jarak DVA terhadap respon gerak translasi dan rotasi pada sistem utama?
3. Bagaimana nilai reduksi getaran sistem utama dengan penambahan 2 massa DVA?

1.3. Tujuan Penelitian

Adapun tujuan dari penelitian ini adalah:

1. Mengetahui pengaruh perubahan frekuensi terhadap respon gerak yang dihasilkan pada sistem utama
2. Mengetahui pengaruh variasi jarak DVA terhadap respon gerak translasi dan rotasi pada sistem utama.
3. Mengetahui nilai reduksi getaran sistem utama dengan penambahan 2 massa DVA

1.4. Batasan Masalah

Untuk analisa di atas dibutuhkan batasan masalah yang akan diambil sebagai berikut:

1. Pengoperasian motor listrik dalam keadaan normal.
2. Getaran yang terjadi pada sistem utama hanya bergerak satu sumbu vertikal.
3. Nilai redaman diasumsikan kecil sehingga dapat diabaikan.
4. Jarak pergeseran DVA sepanjang $L/10$, $L/5$, dan $L/3$ dari panjang total sistem utama sepanjang 50 cm
5. Perpindahan 2 massa DVA - *independent* bergeser secara simetris.
6. Gaya eksitasi yang terjadi hanya disebabkan oleh massa *unbalance* yang digerakkan oleh motor listrik.

1.5. Manfaat Penelitian

Manfaat dilakukannya penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Dapat mengetahui manfaat penambahan 2 massa DVA - *independent* untuk meredam suatu getaran sehingga dapat di aplikasikan ke dunia industri.
2. Menyediakan data pengaruh penambahan DVA terhadap reduksi getaran sistem utama

1.6. Sistematika Penulisan

Sistimatika penulisan laporan dibagi dalam beberapa bab sebagai berikut ;

1. Bab I Pendahuluan
Bab ini berisi tentang latar belakang dari penelitian ini, perumusan masalah, tujuan tugas akhir, batasan masalah dari penelitian, manfaat penelitian dan sistematika penulisan penelitian.
2. Bab II Dasar Teori dan Tinjauan Pustaka
Dasar teori dan tinjauan pustaka berisi semua hal yang menunjang dalam melakukan analisa hasil penelitian.
3. Bab III Metodologi Penelitian
Bab ini menerangkan tentang pengambilan data yang dilakukan pada tugas akhir ini.

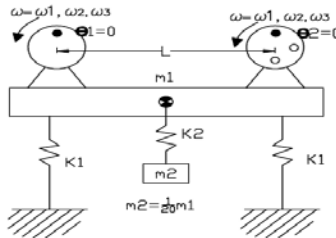
4. Bab IV Analisa Data dan Perhitungan
Bab ini berisi tentang hasil pengolahan dari data-data yang didapat, kemudian dianalisa lebih lanjut.
5. Bab V Penutup
Bab penutup ini terdiri dari kesimpulan hasil pengolahan dari data-data dan saran yang perlu diberikan.

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1. Penelitian Terdahulu

Penelitian ini terkait dengan *Dynamic Vibration Absorber* sebelumnya pernah dilakukan oleh **Effendi [1]**. Dalam penelitian yang berjudul *Karakteristik Sistem Getaran 2 DOF Dengan Penambahan Single Dynamic Vibration Absorber (DVA)* **Effendi [1]** dalam tugas akhirnya, menggunakan DVA dipasang pada beam dan menggunakan massa *unbalance* sebagai sumber getaran. Kemudian dibuat pemodelan matematisnya seperti gambar 2.1.



Gambar 2.1 Model matematis dengan tambahan DVA [1]

Dari hasil penurunan persamaan getaran secara umum, dapat diperoleh :

Persamaan untuk m_1

$$m_1 \ddot{x}_1 + (2k_1 - k_2)x_1 - k_2x_2 = F_1 + F_2 \dots \dots \dots (2.1)$$

Persamaan untuk m_2

$$m_2\ddot{x}_2 + k_2x_2 - k_2x_1 = 0 \dots\dots\dots(2.2)$$

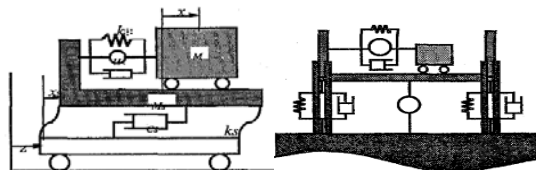
Persamaan gerak rotasi

$$J\ddot{\theta} + F_1 \frac{l}{2} - F_2 \frac{l}{2} - k_1 \frac{l^2}{2} \theta = 0 \dots\dots\dots(2.3)$$

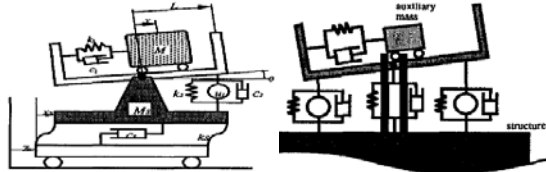
Pada sistem ini digunakan variasi panjang lengan *beam*, massa DVA dan variasi putaran motor. Dari hasil percobaan didapatkan nilai parameter DVA terbaik yang mampu mereduksi getaran. Nilai reduksi optimum sebesar 1,11785 m/s² pada frekuensi 15 Hz dengan sudut massa disk 180°.

Yoshida [4] dalam journalnya yang berjudul “*active vibration control for builder subjected to horizontal and vertical large seismic excitation*” menuliskan tentang penggunaan DVA dalam mereduksi getaran arah vertikal dan horizontal pada bangunan bertingkat yang mengalami gempa. Dalam penelitiannya Yoshida[4] menggunakan beberapa model DVA baik aktif maupun pasif. Adapun model tersebut diantaranya adalah: *seesaw type active dynamic vibration absorber* (SADVA) pada Gambar 2.3, *Hybrid active dynamic vibration absorber* (HADVA) pada Gambar 2.2 dan *Tuned mass dumper* (TMD) yang merupakan absorber pasif.

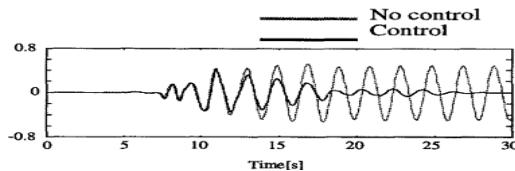
SADVA merupakan DVA aktif yang tersusun dari frame yang dapat menahan gerakan vertikal dan rotasional sehingga dapat digunakan untuk mengontrol response getaran arah vertikal dan horizontal dari struktur.



(a) (b)
Gambar 2.2 Model HADVA (a) Model Sederhana (b) Model untuk Menahan Gaya Vertikal & Horizontal [4]

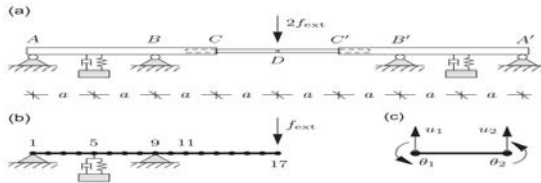


(a) (b)
Gambar 2.3 Model dari SADVA (a) Model Sederhana (b) Model untuk Menahan Gaya Vertikal & Horizontal [4]



Gambar 2.4 Grafik respon getaran setelah diberikan *absorber* penelitian Yoshida [4]

Krenk [2] dalam penelitiannya yang berjudul *tuned mass absorber on a flexible structure* menuliskan tentang efek dari penggunaan *dynamic absorber* pada sebuah struktur yang fleksibel. Dalam penelitian yang dilakukannya ini Krenk [2] melakukan pemodelan pada beberapa struktur fleksibel, salah satunya adalah pemodelan jembatan pejalan kaki dengan beberapa tumpuan.

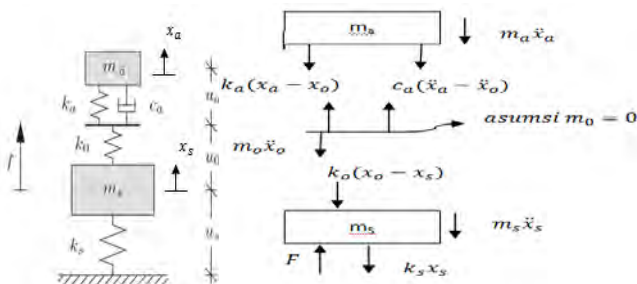


Gambar 2.5 Jembatan pejalan kaki dengan panjang bagian tengah yang bisa diubah [2]

Meskipun model dasar dari dynamic absorber adalah diperuntukkan bagi sistem dengan massa terpusat, tetapi hal ini juga dapat digunakan pada sistem struktur beam. Sebuah beam yang bergetar akan mengalami perpindahan sebesar u (gambar 2.5) yang umumnya disebabkan oleh mode getaran yang di pilih. Dalam kenyataannya apabila struktur beam cukup fleksibel maka absorber juga akan mengalami perpindahan yang disebabkan oleh frekuensi mode lain yang lebih tinggi sebesar u_s . Dengan demikian perpindahan total yang dialami oleh *absorber* akan menjadi lebih besar lagi.



Gambar 2.6 Perpindahan resonansi dan *non resonance* pada *vibration absorber* [2]



Gambar 2.7 Pemodelan dari massa *absorber* pada struktur fleksibel [2]

Untuk m_a didapatkan persamaan gerak:

$$\begin{aligned} m_a \ddot{x}_a + c_a(\dot{x}_a - \dot{x}_0) + k_a(x_a - x_0) &= 0 \\ m_a \ddot{x}_a + c_a \dot{x}_a + k_a x_a - k_0 x_0 - c_a \dot{x}_0 &= 0 \dots\dots\dots(2.4) \end{aligned}$$

Untuk m_0 (diasumsikan nilai $m_0 = 0$):

$$c_a(\dot{x}_0 - \dot{x}_a) + k_a(x_0 - x_a) + k_0(x_0 - x_a) = 0 \dots\dots\dots(2.5)$$

Untuk m_s didapatkan persamaan gerak:

$$m_s \ddot{x}_s + k_s x_s + k_0(x_s - x_0) = F \dots\dots\dots(2.6)$$

2.2 Dasar Teori Mekanika Getaran

Secara umum getaran dapat didefinisikan sebagai gerakan bolak-balik suatu benda dari posisi awal melalui titik keseimbangan. Setiap komponen mekanikal memiliki berat dan properties yang menyerupai pegas, ada dua kelompok umum dari getaran, yaitu getaran bebas dan getaran paksa.

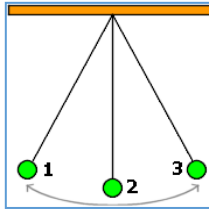
Getaran memiliki ciri-ciri, di antaranya:

- Untuk menempuh lintasan satu getaran diperlukan waktu yang biasa disebut periode
- Banyaknya getaran dalam satu sekon disebut frekuensi (f)

Semua sistem yang bergetar mengalami redaman sampai derajat tertentu karena energi terdisipasi oleh gesekan dan tahanan lain. Jika redaman kecil maka pengaruhnya sangat kecil terhadap frekuensi naturalnya, dan perhitungan frekuensi natural biasanya dilakukan atas dasar tidak ada redaman.

2.2.1 Amplitudo

Amplitudo adalah pengukuran skalar yang nonnegatif dari besar osilasi suatu gelombang. Amplitudo juga dapat didefinisikan sebagai jarak terjauh dari garis kesetimbangan dalam gelombang sinusoida dihitung dari kedudukan seimbang.



Gambar 2.8 Gerakan Pada Bandul [5]

2.2.2 Frekuensi

Frekuensi adalah ukuran jumlah putaran ulang per peristiwa dalam satuan waktu yang diberikan. Secara alternatif, seseorang bisa mengukur waktu antara dua buah kejadian / peristiwa (dan menyebutnya sebagai periode), lalu memperhitungkan frekuensi (f) sebagai hasil kebalikan dari (T) periode, seperti nampak dari rumus di bawah ini :

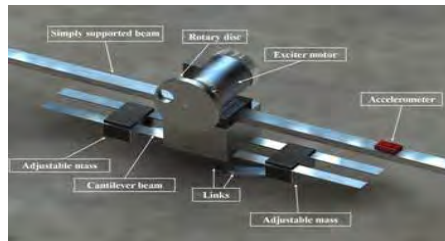
$$f = \frac{1}{T} \dots \dots \dots (2.7)$$

dengan f adalah frekuensi (*hertz*) dan T periode (sekon atau detik).

2.2.3 *Dynamic Vibration Absorber (DVA)*

Dynamic Vibration Absorber merupakan alat mekanisme yang digunakan untuk mengurangi atau menghilangkan getaran yang tidak diinginkan. DVA ini terdiri dari massa dan kekakuan lain yang melekat pada massa utama yang perlu dilindungi dari getaran. Dengan demikian massa utama dan massa *absorber* yang terpasang merupakan sistem dua derajat kebebasan, maka getaran absorber akan memiliki dua frekuensi alami. Penyerap getaran pada umumnya digunakan dalam mesin yang beroperasi pada

kecepatan konstan, karena getaran absorber diatur kesatu frekuensi tertentu dan berlaku efektif hanya melalui frekuensi pita sempit. Aplikasi umum dari getaran absorber termasuk alat dengan gerak maju mundur, seperti *sanders*, gergaji, dan *compactor* yang berjalan pada kecepatan konstan (untuk konsumsi bahan bakar minimum). Dalam sistem ini, penyerap getaran membantu menyeimbangkan kekuatan gerak maju mundur (*reciprocating*). Tanpa getaran *absorber*, gaya dari gerak maju mundur (*reciprocating force*) tidak seimbang dan bisa membuat perangkat tidak mungkin untuk terus dihambat atau dikontrol. Peredam getaran juga digunakan pada baris transmisi tegangan tinggi. Pada kasus ini, peredam getaran dinamis, dalam bentuk perangkat berbentuk beban, digantung pada motor untuk mengurangi dampak getaran yang diterima oleh motor.



Gambar 2.9 Mekanisme DVA pada motor [6]

2.2.4 *Undamped Dynamic Vibration Absorber*

Ketika kita hubungkan massa m_2 ke sebuah mesin dengan massa m_1 dengan pegas yang kekakuannya k_2 , hasil dari sistem 2 DOF terlihat pada Gambar 2.10. Persamaan gerak antara m_1 dan m_2 dapat dilihat pada persamaan berikut :

$$m_1 \ddot{x}_1 + k_1 x_1 + k_2 (x_1 - x_2) = F_0 \sin \omega t \dots \dots \dots (2.8)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + k_2 (x_2 - x_1) = 0 \dots \dots \dots (2.9)$$

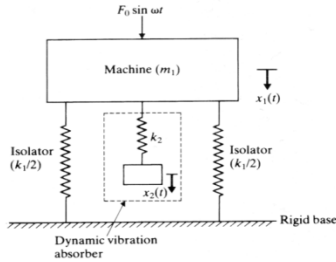
Dengan asumsi penyelesaian harmonik,

$$x_j(t) = X_j \sin \omega t, \quad j = 1,2$$

Didapatkan *steady state* amplitude dari m_1 dan m_2 ,

$$X_1 = \frac{(k_2 - m_2 \omega^2) F_0}{(k_1 + k_2 - m_1 \omega^2)(k_2 - m_2 \omega^2) - k_2^2} \dots \dots \dots (2.10)$$

$$X_2 = \frac{k_2 F_0}{(k_1 + k_2 - m_1 \omega^2)(k_2 - m_2 \omega^2) - k_2^2} \dots \dots \dots (2.11)$$



Gambar 2.10 *Undamped Dynamic Vibration Absorber* [3]

Untuk membuat amplitudo $m_1=0$ maka persamaan harus sama dengan nol

$$\omega^2 = \frac{k_2}{m_2} \dots \dots \dots (2.12)$$

Jika mesin sebelum ditambahkan DVA resonansinya $\omega^2 \approx \omega_1^2 = k_1/m_1$. Sehingga persamaannya menjadi.

$$\omega^2 = \frac{k_2}{m_2} = \frac{k_1}{m_1} \dots \dots \dots (2.13)$$

Amplitudo dari mesin pada saat dioperasikan merupakan frekuensi resonance yang sebenarnya, akan menjadi 0 dengan mendapatkan,

$$\delta_{st} = \frac{F_0}{k_1}, \quad \omega_1 = \left(\frac{k_1}{m_1}\right)^{1/2}$$

Dengan natural frekuensi dari mesin atau sistem utama, dan

$$\omega_2 = \left(\frac{k_2}{m_2}\right)^{1/2} \dots\dots\dots(2.14)$$

Natural frekuensi dari *absorber* dapat dituliskan :

$$\frac{X_1}{\delta_{st}} = \frac{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2}{\left[1 + \frac{k_2}{k_1} - \left(\frac{\omega}{\omega_1}\right)^2\right]\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2\right] - \frac{k_2}{k_1}} \dots\dots\dots(2.15)$$

$$\frac{X_2}{\delta_{st}} = \frac{1}{\left[1 + \frac{k_2}{k_1} - \left(\frac{\omega}{\omega_1}\right)^2\right]\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2\right] - \frac{k_2}{k_1}} \dots\dots\dots(2.16)$$

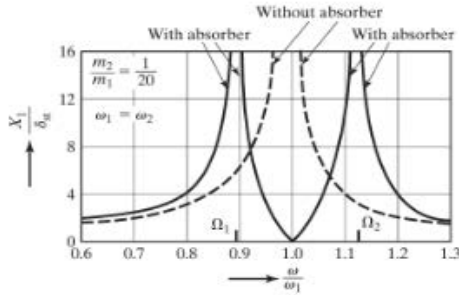
Gambar 2.11 menunjukkan variasi dari amplitudo mesin (X_1/δ_{st}) dengan kecepatan mesin (ω/ω_1). Ketika $X_1=0$ pada $\omega=\omega_1$. Pada frekuensi ini persamaan 2.15 menjadi.

$$X_2 = -\frac{k_1}{k_2} \delta_{st} = -\frac{F_0}{k_2} \dots\dots\dots(2.17)$$

Ukuran dari DVA dapat dituliskan pada persamaan 2.16 :

$$k_2 X_2 = m_2 \omega^2 X_2 = -F_0 \dots\dots\dots(2.18)$$

Sehingga nilai dari k_2 dan m_2 tergantung pada nilai X_2 :



Gambar 2.11 *Effect of undamped vibration absorber on the response of machine [3]*

2.2.5 Damped Dynamic Vibration Absorber

Amplitudo mesin dapat dikurangi dengan menambahkan damped vibration absorber seperti pada Gambar 2.12. Persamaan gerak dari kedua massa tersebut adalah :

$$m_1 \ddot{x}_1 + k_1 x_1 + k_2 (x_1 - x_2) + c_2 (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) = F_0 \dots\dots\dots(2.19)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + k_2 (x_2 - x_1) + c_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) = 0 \dots\dots\dots(2.20)$$

Asumsinya

$$x_j(t) = X_j e^{i\omega t}, \quad j = 1, 2$$

Penyelesaian persamaan X_1 dan X_2 dapat dituliskan :

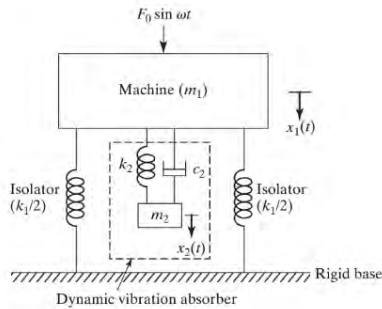
$$X_1 = \frac{F_0 (k_2 - m_2 \omega^2 + i c_2 \omega)}{[(k_1 - m_1 \omega^2)(k_2 - m_2 \omega^2) - m_2 k_2 \omega^2] + i \omega c_2 (k_1 - m_1 \omega^2 - m_2 \omega^2)} \dots\dots\dots(2.21)$$

$$X_2 = \frac{X_1 (k_2 + i \omega c_2)}{(k_2 - m_2 \omega^2 + i \omega c_2)} \dots\dots\dots(2.22)$$

Dimana :

$$\mu = m_2 / m_1 = \text{Mass ratio} = \text{Absorber mass} / \text{main mass}$$

$$\begin{aligned}
\delta_{st} &= F_0/k_1 = \text{Static deflection of the system} \\
\omega_a^2 &= k_2/m_2 = \text{Square of natural frequency of the absorber} \\
\omega_n^2 &= k_1/m_1 = \text{Square of natural frequency of main mass} \\
f &= \omega_a/\omega_n = \text{Ratio of natural frequencies}
\end{aligned}$$



Gambar 2.12 *Damped dynamic vibration absorber [3]*

$$\begin{aligned}
g &= \omega/\omega_n &= \text{Forced frequency ratio} \\
c_c &= 2m_2\omega_n &= \text{Critical damping constant} \\
\zeta &= c_2/c_c &= \text{Damping ratio}
\end{aligned}$$

Nilai X_1 dan X_2 dapat dituliskan :

$$\frac{X_1}{\delta_{st}} = \left[\frac{(2\zeta g)^2 + (g^2 - f^2)^2}{(2\zeta g)^2 (g^2 - 1 + \mu g^2)^2 + \{\mu f^2 g^2 - (g^2 - 1)(g^2 - f^2)\}^2} \right]^{1/2} \dots\dots\dots(2.23)$$

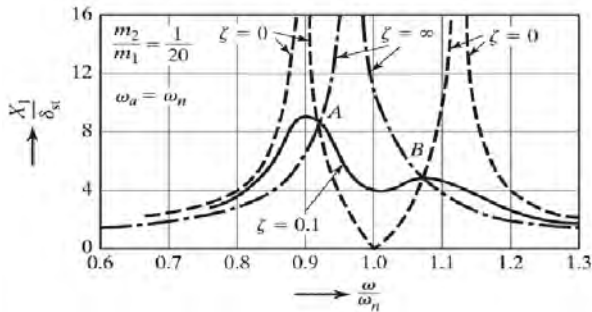
Dan

$$\frac{X_2}{\delta_{st}} = \left[\frac{(2\zeta g)^2 + f^4}{(2\zeta g)^2 (g^2 - 1 + \mu g^2)^2 + \{\mu f^2 g^2 - (g^2 - 1)(g^2 - f^2)\}^2} \right]^{1/2} \dots\dots\dots(2.24)$$

Persamaan 2.21 menunjukkan nilai amplitudo getaran dari massa utama adalah fungsi dari μ , f , g , dan ζ .

$$\left| \frac{X_1}{\delta_{st}} \right| \dots \dots \dots (2.25)$$

Forced frekuensi ratio $g = \omega/\omega_n$ ditunjukkan pada Gambar 2.13 dengan $f = 1$ dan $\mu = 1/20$ dengan sedikit perbedaan nilai ζ . Jika damping sama dengan 0 ($c_2=\zeta=0$) resonansi pada dua undamped resonance frekuensi ke sistem, hasilnya dapat dilihat pada Gambar 2.13. Jika dampingnya menjadi tidak terhingga



($\zeta=\infty$) m_1 dan m_2 bekerja bersamaan, dan sistem menjadi 1 DOF dengan massa $(m_1+m_2) = (21/20) m$ dan kekakuannya k_1 . Dalam kasus ini resonansi dengan $X_1 \rightarrow \infty$ pada.

$$g = \frac{\omega}{\omega_n} = \frac{1}{\sqrt{1+\mu}} = 0 \dots \dots \dots (2.26)$$

Gambar 2.13 *Effect of damped vibration absorber on the response of the machine [3]*

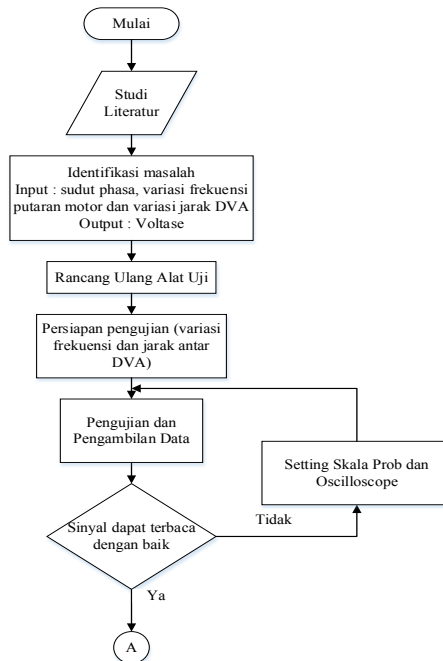
BAB III

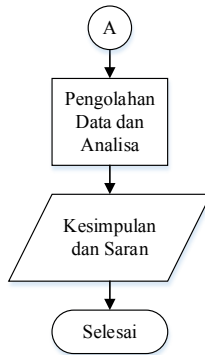
METODE PENELITIAN

3.1 Tahapan Penelitian

3.1.1 Diagram Alir Penelitian

Metodologi yang digunakan dalam penelitian ini adalah dengan menggunakan metode berbasis percobaan dengan membuat perancangan sistem peralatan ini kemudian dilakukan pengujian dan percobaan pada sistem tersebut. Metode penelitian yang akan dilakukan dituangkan ke dalam *flowchart* berikut :





Gambar 3.1 Flowchart penelitian

3.1.2 Penjelasan *Flowchart* Penelitian

1. Studi Literatur

Sebelum dilakukan penelitian maka dilakukan studi mengenai referensi dan literatur yang berkaitan dengan *Dynamic Vibration Absorber* (DVA) dan mekanisme pembuatan alat tersebut. Literatur yang di pelajari dari tugas akhir terdahulu, textbook dan jurnal yang berkaitan untuk dijadikan dasar teori dan landasan berpikir dalam penelitian ini.

2. Identifikasi Masalah

Dalam identifikasi ini dilakukan kegiatan berupa identifikasi masalah dalam penelitian ini. Identifikasi masalah tersebut berupa kinerja dari mekanisme peralatan tersebut, input (sudut massa *disk* (Θ) dan kecepatan motor (n)), dan Output (grafik *displacement* (A) *versus time* (t)).

3. Perancangan Mekanisme

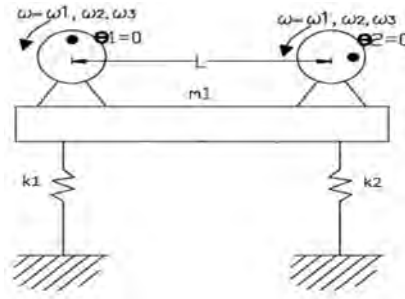
Dalam awal perancangan diperlukan analisa perhitungan sebagai acuan ideal dalam membuat sebuah mekanisme. Dalam perancangan mekanisme ini DVA yang diberikan pada sebuah sistem dapat mereduksi getaran yang disebabkan oleh variasi

putaran motor dan sudut massa disk yang menimbulkan gaya eksitasi pada sistem tersebut.

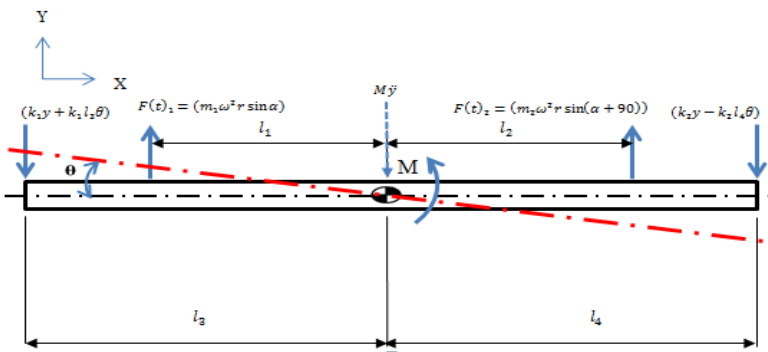
- Analisa Gaya Pada Mekanisme

Analisa gaya yang bekerja pada mekanisme terbagi atas mekanisme peralatan yang menggunakan DVA dan mekanisme tanpa menggunakan DVA .

Tanpa menggunakan double DVA – *independent*



Gambar 3.2 Sistem Tanpa DVA



Gambar 3.3 *Free Body Diagram* Tanpa DVA

Persamaan Gerakan Translasi

$$+\sum F_y = M\ddot{y}$$

$$-(k_1y + k_1l_3\theta) - (k_2y - k_2l_4\theta) + (m_1\omega^2r \sin \alpha) + (m_2\omega^2r \sin(\alpha + 90^0)) = M\ddot{y}$$

$$-(k_1+k_2)y + (k_2l_4 - k_1l_3)\theta + (m_1\omega^2r \sin \alpha) + (m_2\omega^2r \sin(\alpha + 90^0)) = M\ddot{y}$$

$$(m_1\omega^2r \sin \alpha) + (m_2\omega^2r \sin(\alpha + 90^0)) = M\ddot{y} + (k_1+k_2)y - (k_2l_4 - k_1l_3)\theta$$

$$\theta = \frac{2y_{rel}}{l/2}, \text{ maka didapat}$$

$$(m_1\omega^2r \sin \alpha) + (m_2\omega^2r \sin(\alpha + 90^0)) = M\ddot{y} + (k_1+k_2)y - (k_2l_4 - k_1l_3)\frac{2y}{l/2}$$

$$(m_1\omega^2r \sin \alpha) + (m_2\omega^2r \sin(\alpha + 90^0)) = M\ddot{y} + \left[(k_1+k_2) - \frac{2(k_2l_4 - k_1l_3)}{l/2} \right] y$$

$M_{eq} = M$ (M = massa total, massa batang+massa motor+massa pegas)

$$K_{eq} = \left[(k_1+k_2) - \frac{2(k_2l_4 - k_1l_3)}{l/2} \right]$$

$$\ddot{y} = \frac{1}{M} [-(k_1+k_2)y + (k_2l_4 - k_1l_3)\theta + (m_1\omega^2r \sin \alpha) + (m_2\omega^2r \sin(\alpha + 90^0))] \dots\dots\dots (3.1)$$

Persamaan Gerakan Rotasi

$$+ \sum M = J\ddot{\theta}$$

$$k_1l_3(y + l_3\theta) - k_2l_4(y - l_4\theta) - (m_1\omega^2rl_1 \sin \alpha) + (m_2\omega^2rl_2 \sin(\alpha + 90^0)) = J\ddot{\theta}$$

$$J\ddot{\theta} = (k_1l_3 - k_2l_4)y + (k_1l_3^2 + k_2l_4^2)\theta - (m_1\omega^2rl_1 \sin \alpha) + (m_2\omega^2rl_2 \sin(\alpha + 90^0))$$

$$-(m_1\omega^2rl_1 \sin \alpha) + (m_2\omega^2rl_2 \sin(\alpha + 90^0)) = J\ddot{\theta} - (k_1l_3 - k_2l_4)y - (k_1l_3^2 + k_2l_4^2)\theta$$

$$\ddot{\theta} = \frac{2\ddot{y}}{l/2}, \text{ dan } \theta = \frac{2y}{l/2} \text{ maka didapat}$$

$$-(m_1 \omega^2 r l_1 \sin \alpha) + (m_2 \omega^2 r l_2 \sin(\alpha + 90^\circ)) = J \frac{2\ddot{y}}{l} - (k_1 l_3 - k_2 l_4) y - (k_1 l_3^2 + k_2 l_4^2) \frac{2y}{l/2}$$

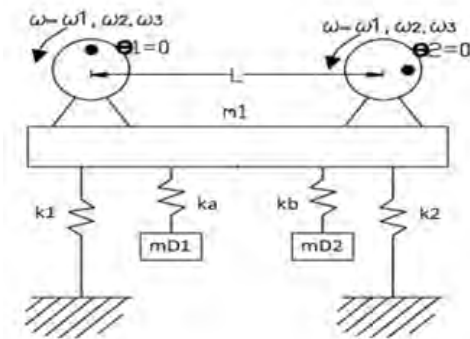
$$-(m_1 \omega^2 r l_1 \sin \alpha) + (m_2 \omega^2 r l_2 \sin(\alpha + 90^\circ)) = \frac{2J}{l} \ddot{y} - \left[(k_1 l_3 - k_2 l_4) + \frac{2(k_1 l_3^2 + k_2 l_4^2)}{l/2} \right] y$$

$$M_{eq} = \frac{2J}{l} \quad (J = \text{momen inersia total}, [\frac{1}{12} \times m b x l^2]) + (m m_1 x l_1) + (m m_2 x l_2) + (m p_1 x l_3) + (m p_2 x l_4)$$

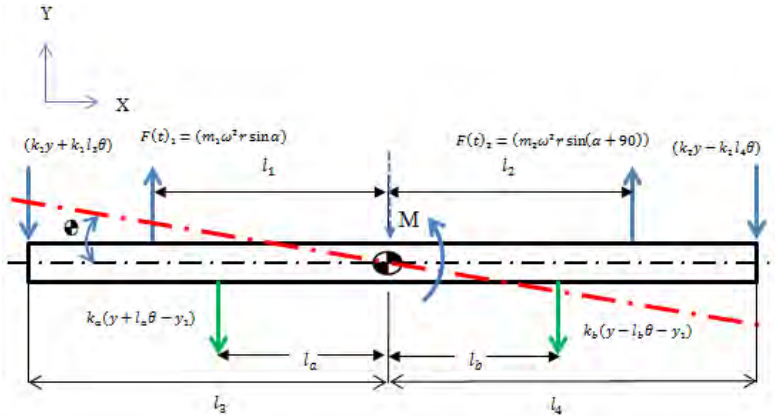
$$K_{eq} = \left[(k_1 l_3 - k_2 l_4) + \frac{2(k_1 l_3^2 + k_2 l_4^2)}{l/2} \right]$$

$$\ddot{\theta} = \frac{1}{J} [(k_1 l_3 - k_2 l_4) y + (k_1 (l_3)^2 + k_2 (l_4)^2) \theta - (m_1 \omega^2 r l_1 \sin \alpha) + (m_2 \omega^2 r l_2 \sin(\alpha + 90^\circ))] \dots \dots \dots (3.2)$$

Menggunakan double DVA – *independent* dengan variasi pergeseran beam



Gambar 3.4 Sistem Dengan DVA



Gambar 3.5 Free Body Diagram Dengan DVA

Persamaan Gerakan Translasi

$$\sum F_y = M\ddot{y}$$

$$-k_1(y + l_3\theta) - k_2(y - l_4\theta) - k_a(y + l_a\theta - y_1) - k_b(y - l_b\theta - y_2) + (m_1\omega^2 r \sin \alpha) + (m_2\omega^2 r \sin(\alpha + 90^\circ)) = M\ddot{y}$$

$$M\ddot{y} = (k_1 + k_2 + k_a + k_b)y + ((k_2 + k_b)l_b - (k_1 + k_a)l_a)\theta + k_a y_1 + k_b y_2 + (m_1\omega^2 r \sin \alpha) + (m_2\omega^2 r \sin(\alpha + 90^\circ))$$

$$(m_1\omega^2 r \sin \alpha) + (m_2\omega^2 r \sin(\alpha + 90^\circ)) = M\ddot{y} - (k_1 + k_2 + k_a + k_b)y - ((k_2 + k_b)l_b - (k_1 + k_a)l_a)\theta - k_a y_1 - k_b y_2$$

$$\theta = \frac{2y}{l/2} \text{ maka didapat}$$

$$(m_1\omega^2 r \sin \alpha) + (m_2\omega^2 r \sin(\alpha + 90^\circ)) = M\ddot{y} - (k_1 + k_2 + k_a + k_b)y - ((k_2 + k_b)l_b - (k_1 + k_a)l_a) \frac{2y}{l/2} - k_a y_1 - k_b y_2$$

$$(m_1\omega^2 r \sin \alpha) + (m_2\omega^2 r \sin(\alpha + 90^\circ)) = M\ddot{y} - \left[(k_1 + k_2 + k_a + k_b) + \frac{2((k_2 + k_b)l_b - (k_1 + k_a)l_a)}{l/2} \right] y - k_a y_1 - k_b y_2$$

Meq = M (M = massa total, massa batang+massa motor+massa pegas)

$$K_{eq} = \left[(k_1 + k_2 + k_a + k_b) + \frac{2((k_2 + k_b)l_b - (k_1 + k_a)l_a)}{l/2} \right] - k_a - k_b$$

$$\ddot{y} = \frac{1}{M} [(k_1 + k_2 + k_a + k_b)y + ((k_2 + k_b)l_b - (k_1 + k_a)l_a)\theta + k_a y_1 + k_b y_2 + (m_1 \omega^2 r \sin \alpha) + (m_2 \omega^2 r \sin(\alpha + 90^\circ))] \dots\dots\dots (3.3)$$

Persamaan Gerakan Rotasi

$$\sum M = J\ddot{\theta}$$

$$k_1 l_3 (y + l_3 \theta) - k_2 l_4 (y - l_4 \theta) + k_a l_a (y + l_a \theta - y_1) - k_b l_b (y - l_b \theta - y_2) - (m_1 \omega^2 r l_1 \sin \alpha) + (m_2 \omega^2 r l_2 \sin(\alpha + 90^\circ)) = J\ddot{\theta}$$

$$J\ddot{\theta} = (k_1 l_3 - k_2 l_4 + k_a l_a - k_b l_b)y + (k_1 (l_3)^2 + k_2 (l_4)^2 + k_a l_3 l_a + k_b l_4 l_b)\theta - k_a l_a y_1 + k_b l_b y_2 - (m_1 \omega^2 r \sin \alpha) + (m_2 \omega^2 r \sin(\alpha + 90^\circ))$$

$$-(m_1 \omega^2 r \sin \alpha) + (m_2 \omega^2 r \sin(\alpha + 90^\circ)) = J\ddot{\theta} - (k_1 l_3 - k_2 l_4 + k_a l_a - k_b l_b)y - (k_1 (l_3)^2 + k_2 (l_4)^2 + k_a l_3 l_a + k_b l_4 l_b)\theta + k_a l_a y_1 - k_b l_b y_2$$

$$\ddot{\theta} = \frac{2\ddot{y}}{l/2}, \text{ dan } \theta = \frac{2y}{l/2} \text{ maka didapat}$$

$$-(m_1 \omega^2 r \sin \alpha) + (m_2 \omega^2 r \sin(\alpha + 90^\circ)) = J \frac{2\ddot{y}}{l/2} - (k_1 l_3 - k_2 l_4 + k_a l_a - k_b l_b)y - (k_1 (l_3)^2 + k_2 (l_4)^2 + k_a l_3 l_a + k_b l_4 l_b) \frac{2y}{l/2} + k_a l_a y_1 - k_b l_b y_2$$

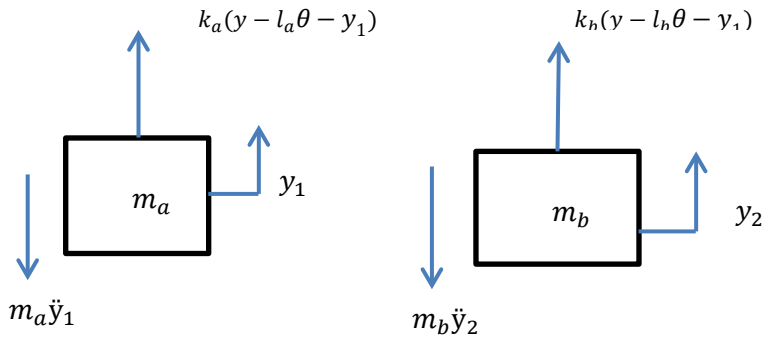
$$-(m_1 \omega^2 r \sin \alpha) + (m_2 \omega^2 r \sin(\alpha + 90^\circ)) = \frac{2J}{l/2} \ddot{y} - \left[(k_1 l_3 - k_2 l_4 + k_a l_a - k_b l_b) - \frac{2(k_1 (l_3)^2 + k_2 (l_4)^2 + k_a l_3 l_a + k_b l_4 l_b)}{l/2} \right] y + k_a l_a y_1 - k_b l_b y_2$$

$$Meq = \frac{2J}{l/2} (J = \text{momen inersia total}, [\frac{1}{12} \times m b x l^2] + (m m1 x l1) + (m m2 x l2) + (m p1 x l3) + (m p2 x l4) + (m d v a 1 x l5)]$$

$$K_{eq} = \left[(k_1 l_3 - k_2 l_4 + k_a l_a - k_b l_b) - \frac{2(k_1 (l_3)^2 + k_2 (l_4)^2 + k_a l_3 l_a + k_b l_4 l_b)}{l/2} \right] + k_a l_{a1} - k_b l_{b2}$$

$$\ddot{\theta} = \frac{1}{J} [(k_1 l_3 - k_2 l_4 + k_a l_a - k_b l_b) y + (k_1 (l_3)^2 + k_2 (l_4)^2 + k_a l_3 l_a + k_b l_4 l_b) \theta - k_a l_a y_1 + k_b l_b y_2 - (m_1 \omega^2 r \sin \alpha) + (m_2 \omega^2 r \sin(\alpha + 90^\circ))] \dots (3.4)$$

Free body diagram untuk massa DVA



Gambar 3.6 Free Body Diagram Massa DVA

Model matematik untuk massa DVA

$$\begin{aligned}
 & + \uparrow \quad \Sigma F_y = M_a \ddot{y}_1 \\
 & k_a(y - l_a \theta - y_1) = M_a \ddot{y}_1 \\
 & \ddot{y}_1 = \frac{1}{M_a} [k_a(y - l_a \theta - y_1)] \dots (3.5)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & + \uparrow \quad \Sigma F_y = M_b \ddot{y}_1 \\
 & k_b(y - l_b \theta - y_2) = M_b \ddot{y}_1 \\
 & \ddot{y}_1 = \frac{1}{M_b} [k_b(y - l_b \theta - y_2)] \dots (3.6)
 \end{aligned}$$

- Variasi Frekuensi pada *Prototype DVA*

Variasi frekuensi ini akan memberikan dampak pada besarnya getaran arah translasi yang diberikan pada bagian sistem utama yang terdapat pada *prototype DVA*, sehingga dengan dampak yang diberikan itu dapat diketahui karakteristik getaran pada setiap perubahan frekuensi.

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \dots \dots \dots (3.7)$$

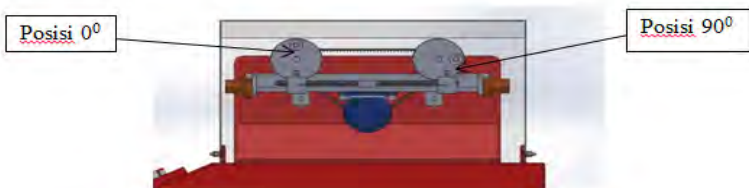
ω_n diatas adalah nilai frekuensi natural yang digunakan untuk menentukan nilai frekuensi yang divariasikan.

$$\omega = 2\pi f \dots \dots \dots (3.8)$$

Pada penelitian ini, akan memvariasikan frekuensi sebanyak 5 tahap, yaitu 15 Hz, 20 Hz, 25 Hz, 30 Hz dan 35 Hz sebagai perbedaan kecepatan motor.

- Variasi Sudut Massa *Disc* pada *Prototype DVA*

Variasi sudut massa *disc* ini akan memberikan gaya eksitasi yang menyebabkan sistem utama mengalami getaran arah rotasi, besar sudut yang diberikan akan mempengaruhi besarnya getaran yang terjadi pada arah rotasi di bagian sistem utama yang terdapat pada *prototype DVA*. Pada penelitian ini, akan dilakukan dengan sudut fasa 90° .



Gambar 3.7 Variasi Sudut Fasa pada *Disc*

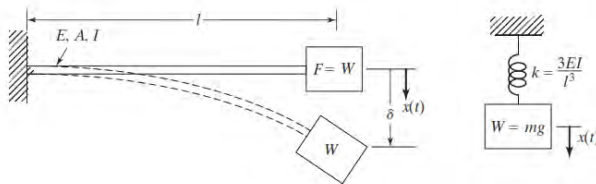
- Menentukan Panjang *Beam*

Pada tahap ini *prototype* DVA di desain sedemikian hingga terjadi sebuah frekuensi natural pada *range* operasi dari motor listrik. Dengan demikian tentunya nilai dari konstanta kekakuan (k_1 & k_2) yang digunakan pada *beam* sebagai sistem utama harus ditentukan dengan menggunakan persamaan frekuensi natural (3.7) berikut :

$$(m_{\text{sistem utama}}) \cdot \omega_n \text{ sistem utama}^2 = k = 2 \cdot k_2 = 2 \cdot k_1 \dots \dots (3.9)$$

Pada persamaan di atas $m_{\text{sistem utama}}$ merupakan m asa gabungan dari motor listrik sebagai sumber eksitasi dan *beam*. Sementara K merupakan konstanta kekakuan ekivalen dari *beam*.

$$k = \frac{3EI}{l^3} \dots \dots \dots (3.10)$$



Gambar 3.8 Kekakuan Pegas Pengganti dari *Beam*

Dari kedua persamaan di atas kemudian digunakan untuk mencari dimensi panjang (l) dari batang *beam* sehingga diperoleh K yang di inginkan.

$$l = \sqrt[3]{\frac{3EI}{(m_{\text{sistem utama}}) \cdot \omega_n \text{ sistem utama}^2}} \dots \dots \dots (3.11)$$

- Menentukan Massa *Unbalance*

Massa *unbalance* yang digunakan sebagai pengatur variasi sudut yang dilekatkan pada *disk* dapat diperoleh dari persamaan berikut ini :

$$k. \Delta x = m. \omega^2 . R \dots\dots\dots (3.12)$$

Dimana:

- k = konstanta kekakuan *beam*
- Δx = jarak antara *beam*
- m = massa *unbalance*
- ω = kecepatan sudut
- R = jari-jari *disk*

Dengan memasukkan semua parameter yang sudah diketahui, diperoleh nilai m yang merupakan massa *unbalance* dan dapat diperoleh dengan cara menimbang massa tersebut dengan menggunakan timbangan digital.

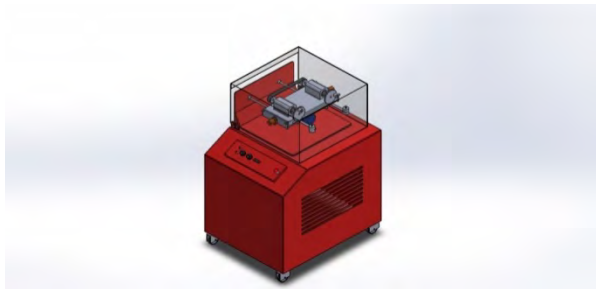


Gambar 3.9 Timbangan Digital

- Menentukan Massa DVA

Massa DVA yang digunakan dalam penelitian ini adalah sebesar 1/20 dari massa sistem utama yang terdapat pada *design prototype* DVA.

Perancangan mekanisme merupakan tahapan dimana mendeskripsikan tata cara perancangan dan pembuatan desain sebuah sistem dengan penambahan *Double Dynamic Vibration Absorber (DVA) Independent*. Mekanisme pada penelitian ini terdiri dari dua massa *unbalance* dengan beda sudut fasa 90° yang digerakkan oleh motor listrik sebagai sumber getaran dan pemberian dua *Dynamic Vibration Absorber* yang dapat divariasikan jaraknya untuk meredam getaran yang terjadi.



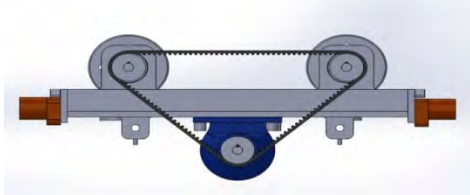
Gambar 3.10 Desain Prototipe Mekanisme DVA

Keterangan gambar :

1. Bodi Mesin
2. Panel Listrik
3. *Gear Motor*
4. Poros Penyangga
5. Sistem Utama
6. *Disc*
7. *Beam*
8. Motor Listrik
9. Massa DVA
10. Massa *unbalance*

Pada mekanisme *Double Dynamic Vibration Absorber Independent* ini menggunakan perbedaan sudut fasa sebesar 90°

dapat memperoleh arah gerakan translasi dan rotasi. Pada mekanisme ini dipilih *timing belt* sebagai penghubung antara poros penggerak dan poros yang digerakkan :



Gambar 3.11 Pengaruh *Timing Belt*

Pemilihan *timing belt* sebagai penghubung antara ketiga poros tersebut bertujuan untuk mengurangi slip pada piringan yang telah ditentukan perbedaan sudut fasa pada kedua piringan tersebut sebesar 90° .

Mekanisme *Double Dynamic Vibration Absorber Independent* ini dibutuhkan komponen-komponen pendukung guna terwujudnya mekanisme yang baik. Berikut ini adalah komponen-komponen pendukung beserta fungsinya :

- Meja Uji
Meja uji digunakan untuk menopang sistem utama yang bergerak secara translasi dan rotasi. Bodi yang digunakan adalah baja profil siku 90° .



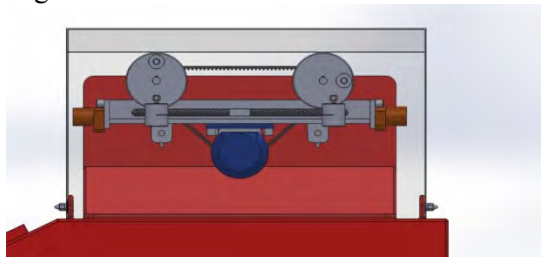
Gambar 3.12 Meja Uji

- Poros penyangga
Poros penyangga merupakan tempat kedudukan dari sistem utama dan sebagai landasan sistem utama untuk pengaturan jarak. Dimana pada poros penyangga tersebut akan diamati seberapa besar defleksi akibat getaran yang ditimbulkan dari sistem utama.



Gambar 3.13 Poros Penyangga

- Sistem utama
Sistem utama ini merupakan tempat kedudukan dari motor listrik dan gear motor dimana pada sistem utama ini terdapat poros ulir yang berfungsi untuk menggerakkan posisi *beam* yang terpasang DVA.



Gambar 3.14 Sistem Utama

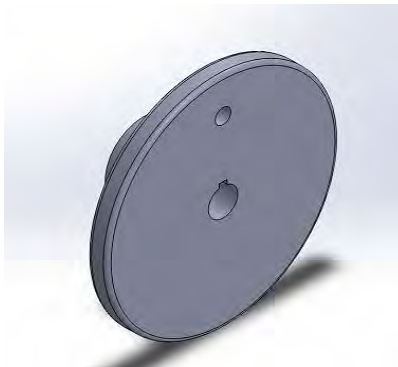
- Motor listrik
Motor listrik ini berfungsi untuk menggerakkan Disc yang di pasang massa unbalance sebagai sumber getaran

dari sistem dengan daya 0.5 hp dan dengan putaran maksimal 1050 rpm.



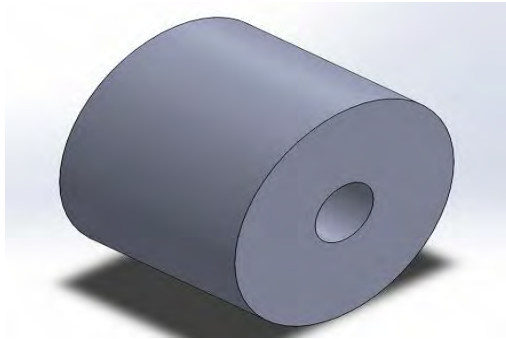
Gambar 3.15 Motor listrik [7]

- *Disc*
Disc disini adalah tempat kedudukan dari massa *unbalance* yang diberi lubang dengan radius tertentu, di dalam sistem ini terdapat dua *disc* yang gerakkan oleh motor listrik dan kedua *disc* tersebut mempunyai sudut phasa sebesar 90° .



Gambar 3.16 *Disc*

- *Massa Unbalance*
Massa unbalance adalah sebuah massa yang ditempelkan pada *disc* sebagai pengatur variasi sudut dengan berat tertentu .



Gambar 3.17 *Massa Unbalance*

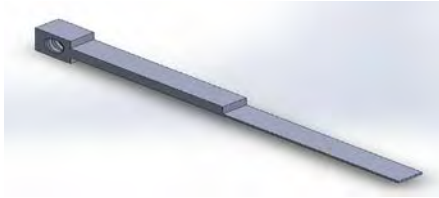
- *Gear motor 15v*
Gear motor adalah sebuah motor listrik dilengkapi dengan *reducer* yang dengan spesifikasi 15 v d engan output 50 rpm.



Gambar 3.18 *Gear Motor* [8]

- *Beam*

Beam 2 adalah tempat kedudukan dari sebuah *Dynamic Vibration Absorber* yang berfungsi menopang *Dynamic Vibration Absorber* dan juga berfungsi sebagai rel yang bisa diatur untuk menentukan letak *Dynamic Vibration Absorber*.



Gambar 3.19 *Beam*

- *Massa Dynamic Vibration Absorber*

Massa *Dynamic Vibration Absorber* adalah sebuah massa yang diletakkan pada *beam 2* yang berfungsi untuk meredam getaran yang dihasilkan oleh sumber getaran dan posisinya dapat diatur dimana pada DVA ini terdapat sensor *accelorometer* yang berfungsi untuk mengukur percepatannya.



Gambar 3.20 *Massa Dynamic Vibration Absorber*

- *Panel listrik*

Panel listrik berfungsi sebagai pusat kontrol dari peralatan elektrikal yang terdapat pada sistem .



Gambar 3.21 Panel listrik

4. Tahap Pengujian

Pengujian kelayakan yang dimaksudkan adalah pada saat dilakukan pengujian, *beam* yang menjadi tumpuan sistem utama dapat bergetar dengan baik. Getaran yang terjadi disebabkan oleh kecepatan motor, sehingga dapat memberikan gaya eksitasi pada *beam* dan membuatnya bergetar. Jika pada saat pengujian, getaran yang terjadi pada *beam* hanya kecil maka perlu dilakukan pengaturan ulang jarak sistem utama dari ujung *beam* dan apabila *beam* tidak mengalami getaran sama sekali maka harus dilakukan perencanaan ulang.

5. Pengambilan Data

Pada tahap ini akan dilakukan pengambilan data dari *Prototype* DVA. Data yang diambil dari sudut massa disk 90° dengan frekuensi inverter 15 Hz, 20 Hz, 25 Hz, 30 Hz dan 35 Hz dan perubahan posisi setiap massa DVA pada jarak $L/10$ cm, $L/5$ cm, dan $L/3$ cm secara simetris terhadap sumbu pusat dimana variasi jarak tersebut dari panjang total massa utama sepanjang 50 cm.

6. Analisa dan Pengolahan Data

Pada tahap ini hasil dari data yang telah diambil akan diolah dengan *software matlab* dan dianalisa dalam bentuk grafik untuk masing-masing variasi frekuensi dan pengaruh sudut massa disk terhadap arah getaran yang terjadi. Selain itu, akan di analisa seberapa besar getaran yang direduksi oleh DVA ini pada setiap variasi frekuensi.

7. Kesimpulan dan Saran

Dari tahapan di atas, didapatkan kesimpulan mengenai penelitian ini berupa hasil analisa seberapa besar getaran yang dapat direduksi DVA terhadap sebuah sistem. Dari kesimpulan akan diperoleh saran yang membangun agar mekanisme ini menjadi lebih baik.

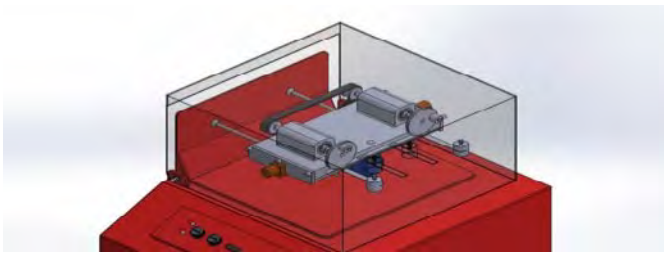
3.2. Pengujian

3.2.1 Peralatan Pengujian

Untuk melakukan studi eksperimental pada *Prototype* DVA ini dibutuhkan beberapa peralatan pengujian.

1. Model Mekanisme *Prototype* DVA

Dalam dilakukannya pengujian tentunya menggunakan mekanisme yang telah dirancang yakni model mekanisme *prototype* DVA seperti Gambar 3.20 dimana pada model mekanisme sistem utama yang menjadi bagian terpenting terkena getaran dari putaran motor listrik, getaran tersebut akan direduksi oleh DVA yang dilekatkan terpusat pada titik berat sistem utama.



Gambar 3.22 Model Mekanisme *Prototype* DVA

2. *Oscilloscope*

Adalah peralatan yang digunakan untuk menampilkan hasil pengukuran sinyal listrik dalam bentuk grafik tegangan terhadap waktu pada layarnya. *Accelerometer* dihubungkan

dengan *oscilloscope* sehingga hasil pengukuran respon getaran blok mesin oleh *accelerometer* bisa ditampilkan dalam bentuk grafik pada layar *oscilloscope*. *Oscilloscope* yang digunakan adalah merek Tektronix tipe TDS1000B dengan spesifikasi sebagai berikut :

- *Bandwith* : 40 MHz
- *Sample rate* : 500 MS/s
- *Record length* : 2.5K *points*
- *Vertical sensitivity* : 2mV – 5V/div
- *Time-base range* : 5 ns – 50 s/div

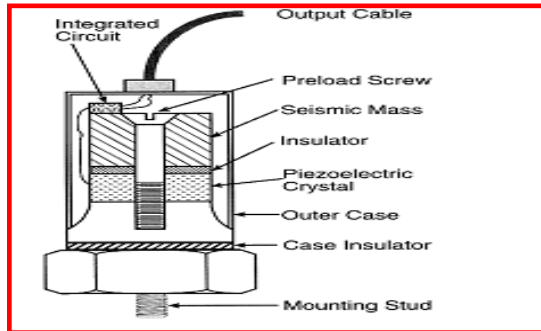


Gambar 3.23 *Digital Storage Oscilloscope*

3. *Accelerometer*

Adalah suatu alat ukur yang digunakan untuk mengukur percepatan getaran suatu benda. Kemudian kecepatan dan *displacement* benda ditentukan dengan mengintegrasikan percepatan yang direkam oleh *accelerometer*. *Accelerometer* yang digunakan adalah merek Omega tipe ACC103 dengan spesifikasi sebagai berikut :

- *Frequency range* : 3 Hz – 10 kHz
- *Reference sensitivity* : 10 mV/g @ 100 Hz
- *Temperature range* : -40 – 121 °C
- *Mounted resonant frequency* : 50 kHz
- *Mounting* : 10-32 *removable stud*



Gambar 3.24 *Accelerometer*

4. *Power Supply*

Digunakan untuk memasok tenaga ke *accelerometer*. Power supply yang digunakan adalah merek Omega tipe ACC-PS1 dengan spesifikasi sebagai berikut :

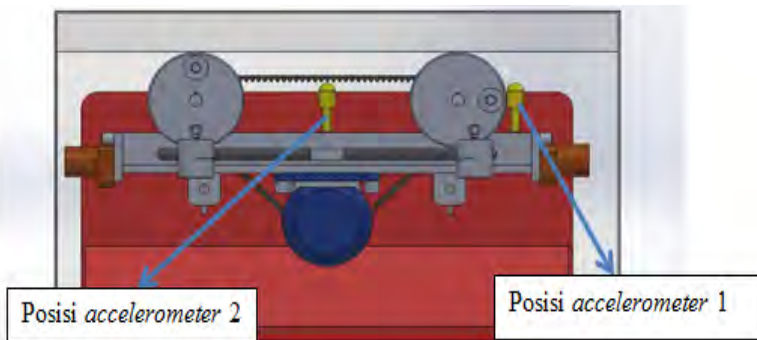
- *Excitation voltage* : 18 Vdc
- *Excitation current* : 2 mA



Gambar 3.25 *Power Supply*

3.2.2 Penentuan Posisi Pengukuran

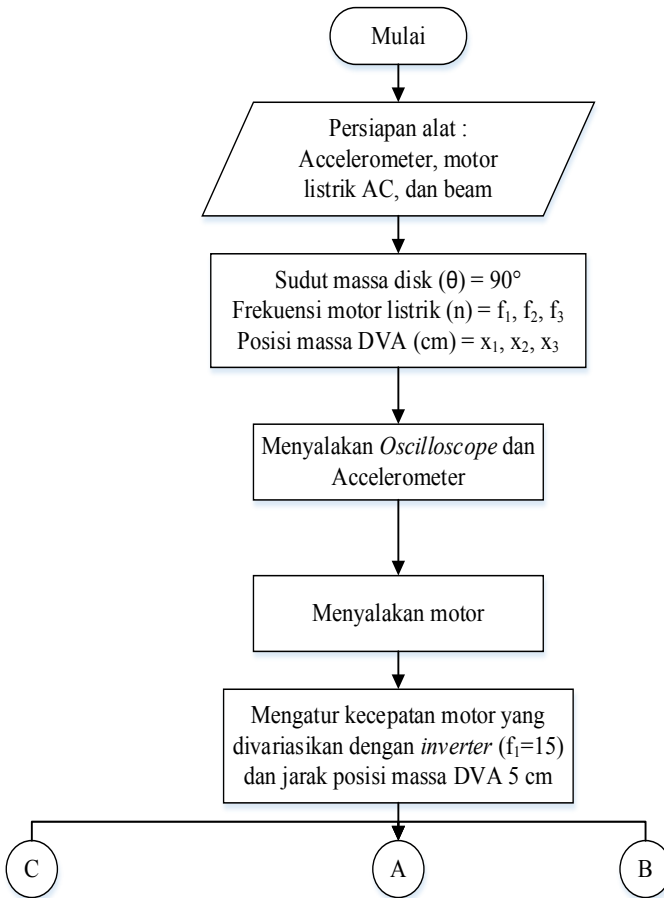
Untuk memperoleh respon translasi dari *beam* tentunya pengukuran respon getaran harus dilakukan pada titik pusat sistem utama. Sementara untuk mengukur respon rotasi dari sistem utama maka harus dilakukan pengukuran pada titik pusat sistem utama dan sebuah titik yang diketahui jaraknya terhadap titik pusat sistem utama. Gambar 3.24 berikut ini merupakan rangkaian pemasangan *accelerometer* untuk mengukur getaran arah vertikal dan arah rotasi pada sistem utama.

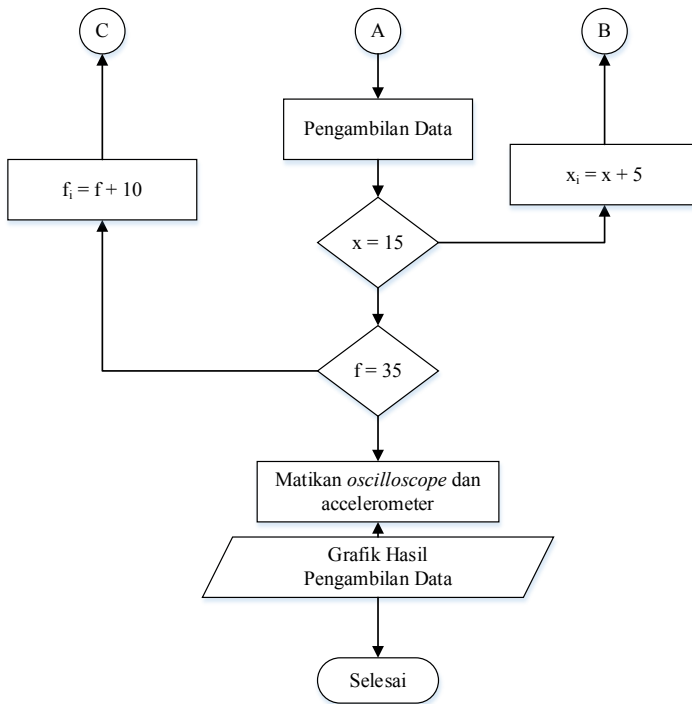


Gambar 3.26 Rangkaian Pemasangan Accelerometer untuk Mengukur Getaran Arah Vertikal dan Arah Rotasi

3.2.3 Diagram Alir Pengujian

Langkah-langkah dalam mengambil data pengujian Model Mekanisme *Prototype* DVA dapat disajikan dalam bentuk diagram alir seperti pada Gambar 3.25.





Gambar 3.27 Diagram alir Pengujian

3.2.3.1 Penjelasan Diagram Alir Pengujian

1. Persiapan

Tahapan yang paling awal adalah memasang sistem utama yang terdiri dari motor listrik, kotak *kopling*, *pully*, *belt*, dan *disc* dengan *massa unbalancenya* ke *beam* yang telah dilekatkan pada *base* sebagai pemegangnya. Mengatur pemasangan *oscilloscope* dan *accelerometer*, dimana *probe* yang berfungsi sebagai sensor pembaca getaran yang dihasilkan oleh alat uji diletakkan pada dua buah titik yaitu sensor pertama diletakkan pada titik berat sistem utama dan kedua diletakkan pada jarak yang ditentukan dari titik berat sistem utama. Kedua sensor dari *accelerometer* itu

dihubungkan ke *power supply* dan diteruskan ke *oscilloscope* untuk membaca percepatan yang dikeluarkan oleh sensor tersebut dalam bentuk voltase.

2. Pengujian

Massa *unbalance* pada *disc* ditentukan sudut 90° . Pengujian ini dimulai dari frekuensi 15 Hz dengan sudut 90° dan selanjutnya pada variasi frekuensi 20 Hz, 25 Hz, 30 Hz dan frekuensi 35 Hz. Dengan variasi jarak DVA $L/10$, $L/5$, dan $L/3$ dari panjang sistem utama yang digeser secara simetris. Setelah menjalankan mekanisme *prototype* DVA ini maka data dari hasil setiap pengujian ini di simpan pada *flashdisk* yang terhubung dengan *oscilloscope*.

3. Pengolahan Data

Setelah data dari pengujian diperoleh, tahapan yang selanjutnya adalah melakukan pengolahan data yang diperoleh dari *Oscilloscope* agar hasil yang didapat menginterpretasikan apakah pengaruh DVA pada sebuah sistem dapat mereduksi getaran yang terjadi pada sistem tersebut. Pengolahan data ini dilakukan dengan menggunakan *software matlab* agar data bisa diolah dengan baik

Setelah melakukan pengolahan data pada *software matlab*, didapatkan grafik voltase fungsi waktu. Untuk mencari nilai *vrms* dilakukan perhitungan pada Excel, dengan rumus

$$vrms = \sqrt{\frac{\sum_i^n vi^2}{n}} \dots\dots\dots(3.13)$$

Dimana:

- vrms* = root mean square dari data voltase
- vi* = data voltase yang didapat dari oscilloscope
- n* = jumlah data

3.2.4 Lembar Data Pengujian

Lembar data hasil pengujian digunakan untuk mencatat data voltase dari sensor yang dihasilkan dari getaran sistem utama. Pada data terdapat tiga variasi frekuensi inverter (F) dan sudut massa disk (θ). Lembar data hasil pengujian tersebut dapat dilihat pada Tabel 3.1.

Tabel 3.1 Tabel Pengambilan Data

Parameter Input		Parameter Output	
Tetap	Berubah	Diukur	Dihitung
<ul style="list-style-type: none">• Sistem <i>Double DVA - Dependent</i>• Sudut phasa 90^0	<ul style="list-style-type: none">• Frekuensi (Hz)<ul style="list-style-type: none">- 15- 20- 25- 30- 35• Posisi (cm) :<ul style="list-style-type: none">- L/10- L/5- L/3	<ul style="list-style-type: none">• Voltase	<ul style="list-style-type: none">• Respon Getaran (VRMS)• Percepatan

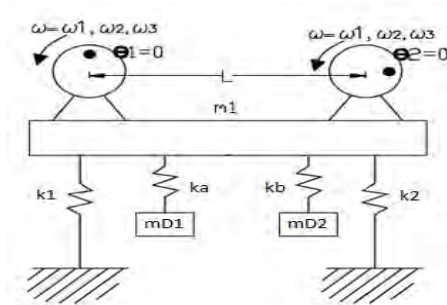
BAB IV

ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN

4.1 Analisa Eksperimen

4.1.1 Pengolahan Data

Pada analisa eksperimen akan dihasilkan data data yang diperoleh saat dilakukan eksperimen pengambilan data. Adapun data yang diperoleh berupa nilai *voltage* dan grafik *voltage vs time* yang di dapat dari *oscilloscope*. Dibawah ini adalah gambar dari model matematis dan gambar fisik dari *prototype* mekanisme sistem utama dengan penambahan *double DVA – Independent*.

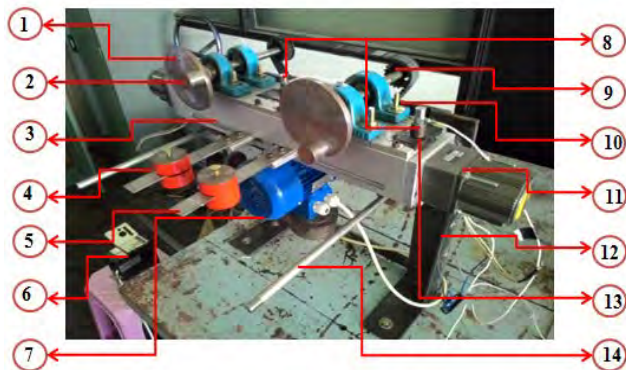


Gambar 4.1 Model Matematis Mekanisme *Double DVA-Independent*

Prototype ini merupakan permodelan dari sebuah sistem 2 DOF, dimana pada *prototype* ini akan diberikan massa tambahan yang dapat mereduksi getaran yang terjadi pada bagian sistem utama. Dimana dari model matematis ini tahapan selanjutnya adalah proses desain dan setelah proses desain jadi langkah selanjut nya adalah pembuatan *prototype double DVA-Independent*. Untuk memperjelas bagian dari *prototype* ini maka ditampilkan gambar

fisik dari *prototype* ini yang telah selesai dalam proses pembuatan dan langkah selanjutnya adalah proses pengambilan data dengan alat tersebut.

Dibawah ini adalah Gambar 4.2 model fisik dari *prototype* sistem utama dengan penambahan *double DVA - independent*.



Gambar 4.2 Model Fisik *Prototype* Sistem Utama Dengan Penambahan Double DVA – *Independent*

Dibawah ini adalah keterangan komponen peralatan *prototype* sistem utama dengan penambahan 2 massa DVA-*independent* sebagai berikut :

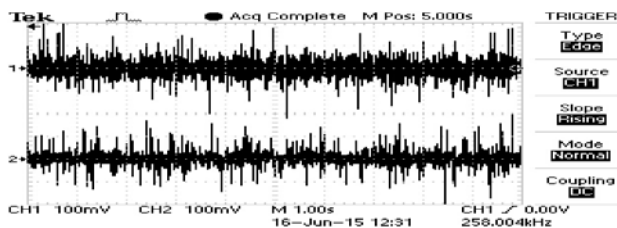
- | | |
|---------------------------|------------------------|
| 1. Piringan | 8. Accelorometer |
| 2. Massa <i>Unbalance</i> | 9. <i>Timming Belt</i> |
| 3. Sistem Utama | 10. <i>Bearing</i> |
| 4. Massa DVA | 11. <i>Gear Motor</i> |
| 5. Pegas DVA | 12. Penyangga |
| 6. Inverter | 13. Plat Baja |
| 7. Motor Listrik | 14. Poros Penyangga |

Untuk mengetahui DVA ini dapat mereduksi getaran yang terjadi pada sebuah sistem utama, maka dilakukan studi

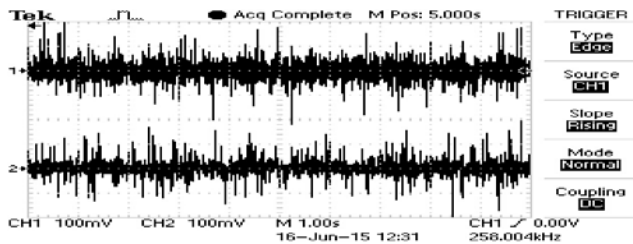
eksperimen dengan memvariasikan panjang lengan dan frekuensi motor. Dengan variasi pada eksperimen ini didapatkan suatu fenomena yang terjadi pada sebuah sistem utama yaitu getaran terjadi pada arah translasi dan rotasi, sehingga terlihat fenomena getaran sebelum dan sesudah penambahan *double DVA – Independent* dan dapat diketahui nilai reduksi sebelum dan sesudah penambahan *double DVA – Independent*.

Pengambilan data pada eksperimen ini dilakukan dengan menggunakan *accelerometer* dan *digital storage oscilloscope* sebagai alat ukur voltase bangkitan yang dihasilkan oleh getaran dari sebuah sistem utama. Data yang diperoleh dari *Oscilloscope* tersimpan pada *flashdisc* yang terpasang pada *Oscilloscope* tersebut.

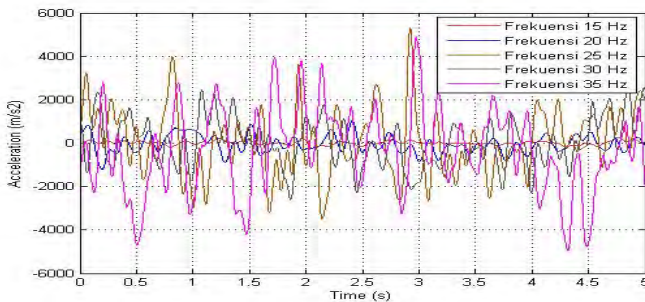
Dengan variasi panjang lengan (3 variasi) dengan perubahan secara simetris dan variasi frekuensi (5 variasi). Data yang didapat diolah dengan menggunakan *software Matlab* kemudian di filter dengan menggunakan *filter design and analysis tool*. Data yang telah difilter dengan *fdtool* kemudian di *smoothing* dengan menggunakan *curve fitting tool* agar grafik yang diperoleh dari *Oscilloscope* lebih mudah dianalisis. Dibawah ini adalah grafik sebelum dan sesudah diolah dengan *matlab*.



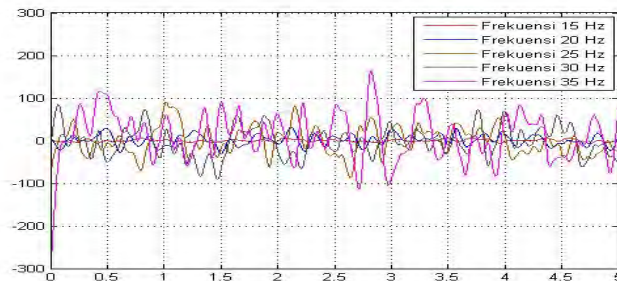
Gambar 4.3 Contoh perbandingan grafik pengujian tanpa DVA pada lengan 5 cm pada *Oscilloscope* dari sistem utama pada frekuensi 15 Hz



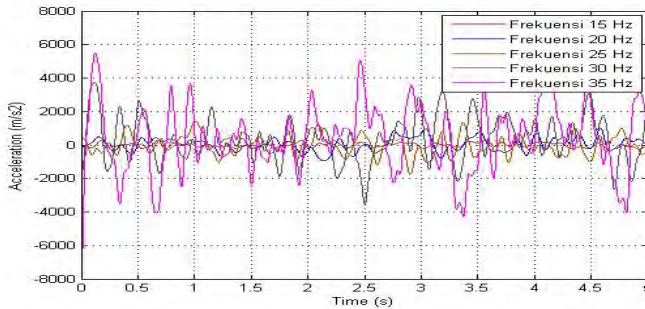
Gambar 4.4 Contoh perbandingan grafik pengujian dengan DVA pada lengan 5 cm pada *Oscilloscope* dari sistem utama pada frekuensi 15 Hz



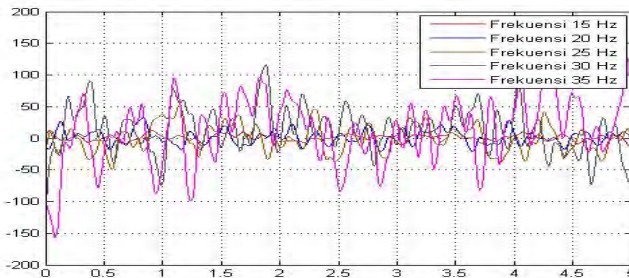
Gambar 4.5 Contoh perbandingan grafik tanpa DVA setelah diolah dengan *Matlab* Gerak Translasi (ch_1) pada frekuensi 15 Hz, 20 Hz, 25 Hz, 30 Hz, dan 35 Hz



Gambar 4.6 Contoh perbandingan grafik tanpa DVA setelah diolah dengan *Matlab* Gerak Rotasi (ch_2) pada frekuensi 15 Hz, 20 Hz, 25 Hz, 30 Hz, dan 35 Hz



Gambar 4.7 Contoh perbandingan grafik dengan DVA setelah diolah dengan *Matlab* Gerak Translasi (ch_1) pada frekuensi 15 Hz, 20 Hz, 25 Hz, 30 Hz, dan 35 Hz pada lengan L/10 (simetri)



Gambar 4.8 Contoh perbandingan grafik dengan DVA setelah diolah dengan *Matlab* Gerak Rotasi (ch_2) pada frekuensi 15 Hz, 20 Hz, 25 Hz, 30 Hz, dan 35 Hz pada lengan L/10 (simetri)

Dari curva yang didapat dengan menggunakan *curve fitting tool* pada *matlab*, nilai RMS (*root mean square*) juga diperoleh. Nilai RMS ini digunakan untuk menganalisa fenomena yang terjadi pada getaran 2 DOF. Setelah pengolahan data dari *matlab* maka selanjutnya nilai *vrms* di masukkan ke dalam

persamaan untuk mendapatkan nilai percepatan baik gerak translasi dan rotasi, dengan variasi frekuensi dan panjang lengan didapatkan nilai respon getaran akselerasi untuk getaran arah translasi dan rotasi . Dimana nilai akselerasi didapatkan dengan persamaan berikut ini :

$$a = \left(\frac{vrms}{V} \right) \times g \times \left(\frac{f}{100} \right) \dots \dots \dots (4.1)$$

Keterangan:

a = akselerasi (m/s²)

vrms= root mean square

V = sensitivitas accelerometer [Volt]

g = percepatan gravitasi [9.81 $\frac{m}{s^2}$]

f = frekuensi eksitasi yang diberikan [Hz]

100 = frekuensi kerja accelerometer pada saat 100MHz

Dan untuk menghitung percepatan ke arah gerak rotasi maka menggunakan rumus seperti dibawah : Nilai akselerasi untuk getaran arah rotasi dapat diperoleh dari persamaan berikut ini :

$$\ddot{\theta} = \frac{a_2 - a_1}{L} \dots \dots \dots (4.2)$$

Dimana :

$\ddot{\theta}$ = Percepatan sudut ($\frac{rad}{s^2}$)

a₁ = Akselerasi arah translasi pada Channel 1 ($\frac{m}{s^2}$)

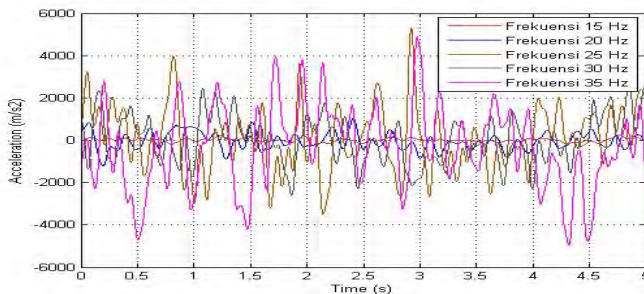
a₂ = Akselerasi arah translasi pada Channel 2 ($\frac{m}{s^2}$)

L = Jarak sensor Channel 1 dan Channel 2 (cm)

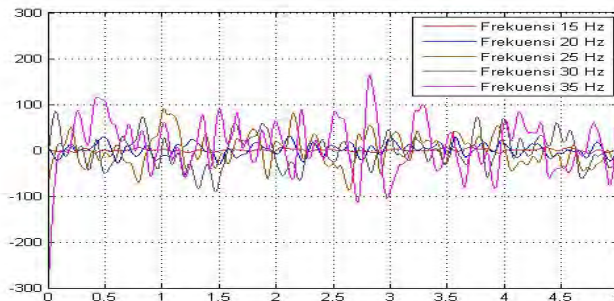
4.2 Pengaruh Variasi Frekuensi Terhadap Percepatan ang Dihasilkan

4.2.1 Variasi Frekuensi pada Sistem Tanpa DVA

Pada eksperimen ini *Prototype* DVA disetting pada variasi frekuensi *inverter*. Yang divariasikan pengujian sistem tanpa DVA ini adalah variasi frekuensi *inverter* yang divariasikan sebesar 15,20,25,30,35 Hz. Dibawah ini adalah grafik variasi frekuensi terhadap nilai percepatan yang dihasilkan.



Gambar 4.9 Grafik Pengaruh Variasi Frekuensi Terhadap Nilai Percepatan Yang Dihasilkan Gerak Translasi (ch_1) pada frekuensi 15 Hz, 20 Hz, 25 Hz, 30 Hz, dan 35 Hz



Gambar 4.10 Grafik Pengaruh Variasi Frekuensi Terhadap Nilai Percepatan Yang Dihasilkan Gerak Rotasi (ch_2) pada frekuensi 15 Hz, 20 Hz, 25 Hz, 30 Hz, dan 35 Hz

Dari grafik pada Gambar 4.9 dapat dijelaskan bahwa grafik merupakan hasil dari pembacaan *channel* 1 sebagai sensor yang terletak pada titik berat sistem utama dan grafik 4.10 merupakan pembacaan *channel* 2 sebagai sensor yang diletakkan dengan jarak 25 cm dari titik berat sistem utama. Dari kedua grafik di atas terlihat bahwa nilai percepatan yang diperoleh pada *channel* 2 lebih besar dari pada nilai percepatan pada *channel* 1. Hal ini dikarenakan *channel* 2 terletak pada jarak 25 cm dari titik berat sistem utama, dengan demikian pada *channel* 2 terdapat dua buah komponen penyusun getaran, yaitu pada arah translasi maupun arah rotasi. Sementara *channel* 1 terletak pada titik berat sistem utama sehingga memungkinkan hanya terdapat satu komponen penyusun getaran saja, yaitu pada arah translasi. Dari data di atas diketahui nilai percepatan gerak translasi dan rotasi seperti tabel berikut :

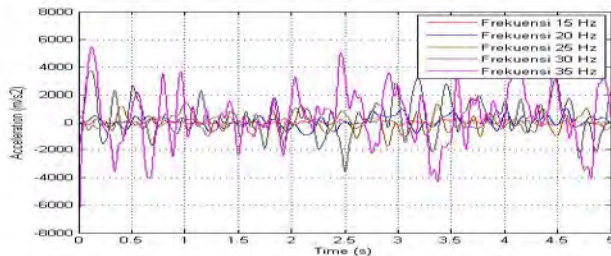
Tabel 4.1 Nilai Percepatan Pada Sistem Tanpa DVA

Set Point (Hz)	arah	
	Translasi (m/s ²)	Rotasi (rad/s ²)
15	1,63	7,95
20	4,77	31,80
25	18,25	87,95
30	13,48	92,70
35	18,85	158,18

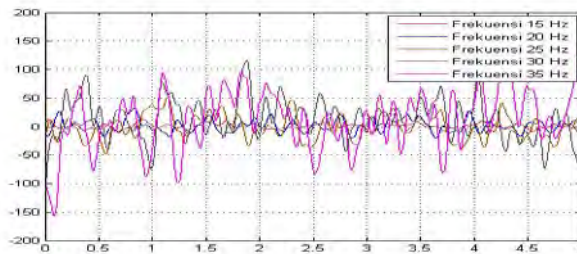
4.2.2 Variasi Frekuensi Terhadap Jarak Sistem Dengan DVA-Independent

4.2.2.1 Variasi Jarak DVA L/10 (5 cm) pada Frekuensi 15 Hz, 20 Hz, 25 Hz, 30 Hz, 35 Hz

Pada pengujian ini variasi jarak di *setting* pada variasi jarak DVA L/10 (5 cm) dimana akan diketahui hasil respon getaran arah translasi dan rotasi. Dibawah ini adalah grafik variasi frekuensi terhadap nilai percepatan yang dihasilkan dengan variasi jarak DVA L/10 .



Gambar 4.11 Grafik Pengaruh Variasi Frekuensi Terhadap Nilai Percepatan Yang Dihasilkan Gerak Translasi (ch_1) pada frekuensi 15 Hz, 20 Hz, 25 Hz, 30 Hz, dan 35 Hz pada panjang lengan L/10



Gambar 4.12 Grafik Pengaruh Variasi Frekuensi Terhadap Nilai Percepatan Yang Dihasilkan Rotasi (ch_2) pada frekuensi 15 Hz, 20 Hz, 25 Hz, 30 Hz, dan 35 Hz pada panjang lengan L/10

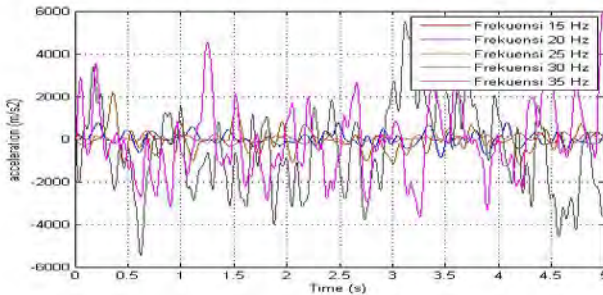
Dari grafik pada Gambar 4.11 dapat dijelaskan bahwa grafik merupakan hasil dari pembacaan *channel 1* sebagai sensor yang terletak pada titik berat sistem utama dan Gambar 4.12 merupakan grafik pembacaan *channel 2* sebagai sensor yang diletakkan dengan jarak 25cm dari titik berat sistem utama. Dari kedua grafik di atas terlihat bahwa percepatan bangkitan yang diperoleh pada *channel 2* lebih besar dari pada percepatan bangkitan di *channel 1*. Hal ini dikarenakan *channel 2* terletak pada jarak 25 cm dari titik berat sistem utama, dengan demikian pada *channel 2* terdapat dua buah komponen penyusun getaran, yaitu pada arah translasi maupun arah rotasi. Sementara *channel 1* terletak pada titik berat sistem utama sehingga memungkinkan hanya terdapat satu komponen penyusun getaran saja, yaitu pada arah translasi. Kondisi di atas dapat dilihat dari besarnya nilai *voltage* dari salah satu variasi frekuensi. Dibawah ini adalah nilai percepatan respon gerak translasi dan rotasi dengan variasi panjang lengan $L/10$ (5 cm):

Tabel 4.2 Nilai percepatan Gerak Translasi dan Rotasi Pada Variasi Jarak L/10

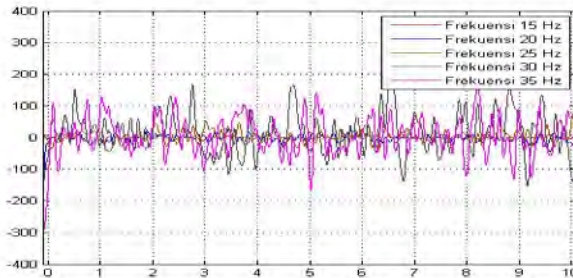
Set Point (Hz)	Panjang Lengan	
	L/10 Translasi (m/s ²)	L/10 Rotasi (m/s ²)
15	2,38	13,30
20	4,16	30,86
25	7,38	56,24
30	9,80	90,11
35	22,87	183,69

4.2.2.2 Variasi Jarak DVA L/5 (10 cm) pada Frekuensi 15 Hz,20 Hz,25 Hz,30 Hz,35 Hz

Pada pengujian ini variasi jarak di *setting* pada variasi jarak DVA L/5 (10 cm) dimana akan diketahui hasil respon getaran arah translasi dan rotasi. Dibawah ini adalah grafik variasi frekuensi terhadap nilai frekuensi yang dihasilkan dengan variasi jarak DVA L/5 (10 cm).



Gambar 4.13 Grafik Pengaruh Variasi Frekuensi Terhadap Nilai Frekuensi Yang Dihasilkan Translasi (ch_1) pada frekuensi 15 Hz, 20 Hz, 25 Hz, 30 Hz, dan 35 Hz pada panjang lengan $L/5$ (10 cm)



Gambar 4.14 Grafik Pengaruh Variasi Frekuensi Terhadap Nilai Frekuensi Yang Dihasilkan Rotasi (ch_2) pada frekuensi 15 Hz, 20 Hz, 25 Hz, 30 Hz, dan 35 Hz pada panjang lengan $L/5$ (10 cm)

Dari grafik pada Gambar 4.13 dapat dijelaskan bahwa grafik merupakan hasil dari pembacaan *channel 1* sebagai sensor yang terletak pada titik berat sistem utama dan Gambar 4.14 merupakan grafik *channel 2* sebagai sensor yang diletakkan dengan jarak 25cm dari titik berat sistem utama. Dari kedua grafik di atas terlihat bahwa percepatan bangkitan yang diperoleh pada *channel 2* lebih besar dari pada percepatan bangkitan di *channel 1*. Hal ini dikarenakan *channel 2* terletak pada jarak 25 cm dari titik berat sistem utama, dengan demikian pada *channel 2*

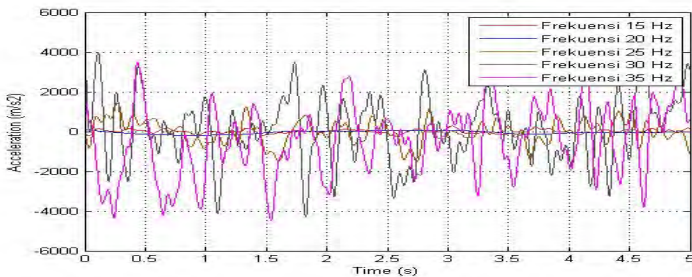
terdapat dua buah komponen penyusun getaran, yaitu pada arah translasi maupun arah rotasi. Sementara *channel* 1 terletak pada titik berat sistem utama sehingga memungkinkan hanya terdapat satu komponen penyusun getaran saja, yaitu pada arah translasi. Dari grafik diatas didapat nilai percepatan respon gerak translasi dan rotasi seperti tabel dibawah :

Tabel 4.3 Nilai Percepatan Gerak Translasi dan Rotasi Pada Variasi Jarak L/5

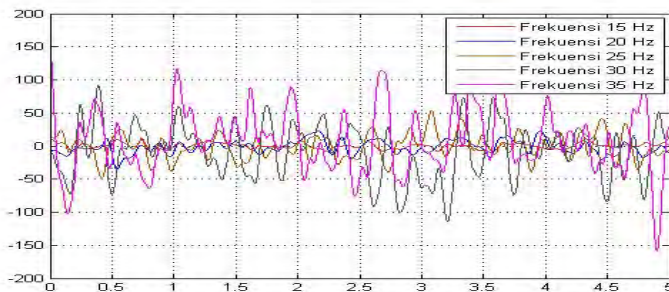
Set Point (Hz)	Panjang Lengan	
	L/5 Translasi (m/s^2)	L/5 Rotasi (rad/s^2)
15	2,32	12,76
20	4,63	25,51
25	7,31	58,61
30	8,83	101,95
35	19,23	179,92

4.2.2.3 Variasi Jarak DVA L/3 (15 cm) pada Frekuensi 15 Hz,20 Hz,25 Hz,30 Hz,35 Hz

Pada pengujian ini variasi jarak di *setting* pada variasi jarak DVA L/3 (15 cm) dimana akan diketahui hasil respon getaran arah translasi dan rotasi. Dibawah ini adalah grafik variasi frekuensi terhadap nilai percepatan yang dihasilkan dengan variasi jarak DVA L/3 (15 cm).



Gambar 4.15 Grafik Pengaruh Variasi Frekuensi Terhadap Nilai Percepatan Yang Dihasilkan Gerak Translasi (ch_1) pada frekuensi 15 Hz, 20 Hz, 25 Hz, 30 Hz, dan 35 Hz pada panjang lengan $L/3$ (15 cm)



Gambar 4.16 Grafik Pengaruh Variasi Frekuensi Terhadap Nilai Percepatan Yang Dihasilkan Rotasi (ch_2) pada frekuensi 15 Hz, 20 Hz, 25 Hz, 30 Hz, dan 35 Hz pada panjang lengan $L/3$ (15 cm)

Dari grafik pada Gambar 4.15 dapat dijelaskan bahwa grafik merupakan hasil dari pembacaan *channel* 1 sebagai sensor yang terletak pada titik berat sistem utama dan Gambar 4.16 merupakan grafik *channel* 2 sebagai sensor yang diletakkan dengan jarak 25cm dari titik berat sistem utama. Dari kedua grafik di atas terlihat bahwa percepatan bangkitan yang diperoleh pada *channel* 2 lebih besar dari pada percepatan bangkitan di

channel 1. Hal ini dikarenakan *channel 2* terletak pada jarak 25 cm dari titik berat sistem utama, dengan demikian pada *channel 2* terdapat dua buah komponen penyusun getaran, yaitu pada arah translasi maupun arah rotasi. Sementara *channel 1* terletak pada titik berat sistem utama sehingga memungkinkan hanya terdapat satu komponen penyusun getaran saja, yaitu pada arah translasi. Dari grafik diatas didapat nilai percepatan respon gerak translasi dan rotasi seperti tabel dibawah :

Tabel 4.4 Nilai Percepatan Gerak Translasi dan Rotasi Pada Variasi Jarak L/3

Set Point (Hz)	Panjang Lengan	
	L/3 Translasi (m/s^2)	L/3 Rotasi (rad/s^2)
15	2,30	12,27
20	4,91	31,69
25	9,56	65,31
30	12,07	107,83
35	21,97	173,15

4.3 Analisa Respon Akselerasi Getaran Translasi dan Rotasi

4.3.1 Kondisi Tanpa Penambahan *Double DVA – Independent*

4.3.1.1 Hasil Nilai Percepatan Gerak Translasi dan Rotasi

Setelah dilakukan pengujian *prototype double DVA-Independent* dengan variasi frekuensi dan jarak massa DVA didapatkan nilai respon getaran akselerasi untuk getaran arah

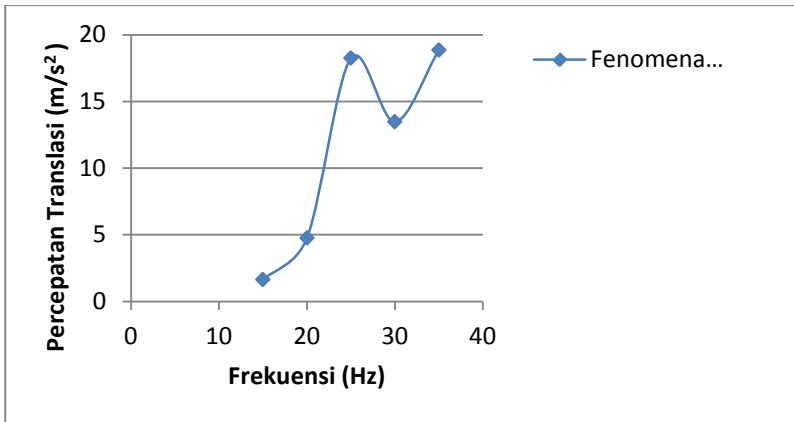
translasi dan rotasi. Dimana nilai akselerasi didapatkan dengan persamaan 4.1 dan 4.2. dibawah ini adalah nilai :

Tabel 4.5 Nilai Percepatan Arah Gerak Translasi dan Rotasi

Set Point (Hz)	arah	
	Translasi (m/s ²)	Rotasi (rad/s ²)
15	1,64	7,94
20	4,77	31,80
25	18,24	87,94
30	13,48	92,70
35	18,84	158,18

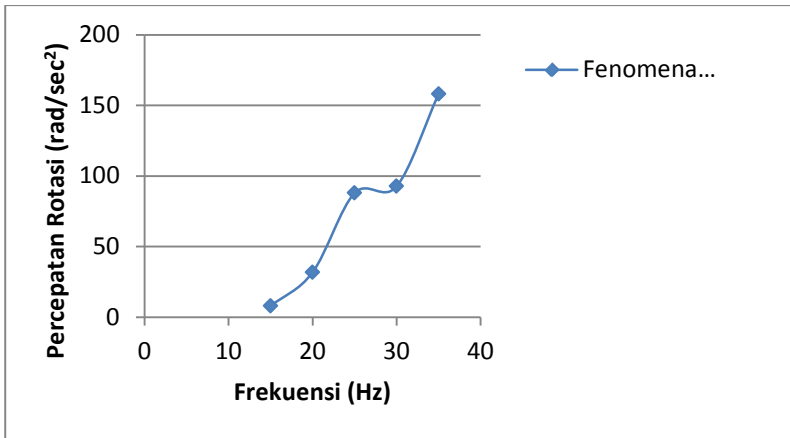
4.3.1.2 Pembahasan Grafik Percepatan Gerak Translasi dan Rotasi Pada Sistem Tanpa Penambahan *Double DVA* - *Independent*

Nilai akselerasi gerak translasi dan rotasi yang telah didapat dapat dirubah menjadi grafik untuk memudahkan dalam pembahasan pengaruh perubahan frekuensi terhadap nilai akselerasi. Dibawah ini adalah grafik pengaruh perubahan frekuensi terhadap respon percepatan arah translasi dan rotasi :



Gambar 4.17 Grafik respon getaran akselerasi arah translasi yang dihasilkan secara eksperimen dengan variasi frekuensi motor

Gambar 4.19 merupakan grafik perubahan nilai respon getaran terhadap getaran arah translasi untuk setiap perubahan frekuensi motor. Dari Gambar 4.19 dapat dilihat pada frekuensi 15 Hz nilai percepatan didapat $1,64 \text{ m/s}^2$ dan dapat dilihat tren grafik terus naik hingga frekuensi 25 Hz dengan nilai percepatan $18,24 \text{ m/s}^2$ kemudian tren grafik cenderung menurun pada frekuensi 30 Hz dengan nilai percepatan $13,48 \text{ m/s}^2$ dan pada frekuensi 35 Hz trend grafik cenderung naik hingga mencapai nilai $18,84 \text{ m/s}^2$. jika dilihat pada grafik diatas terdapat satu dan titik dengan nilai akselerasi tertinggi pada frekuensi yang berbeda, pada puncak pertama terdapat pada area 25 Hz dikarenakan pada frekuensi tersebut merupakan frekuensi natural dari sistem tersebut maka trend grafik cenderung naik hingga mencapai frekuensi natural dari sistem dan setelah melewati frekuensi natural dari sistem maka tren grafik cenderung menurun dan naik lagi hingga frekuensi 35 Hz hal itu dikarenakan gaya eksitasi pada sistem tersebut dan cenderung akan naik karena pengaruh gaya eksitasi dari sistem tersebut.



Gambar 4.18 Grafik respon getaran akselerasi arah rotasi yang dihasilkan secara eksperimen dengan variasi frekuensi motor

Gambar 4.18 merupakan grafik perubahan nilai respon getaran terhadap getaran arah rotasi untuk setiap perubahan frekuensi motor. Dari Gambar 4.20 dapat dilihat pada frekuensi 15 Hz nilai percepatan didapat 7.94 rad/s^2 dan dapat dilihat tren grafik terus naik hingga frekuensi 25 Hz dengan nilai percepatan 87.94 rad/s^2 dimana pada titik ini merupakan titik puncak dari percepatan rotasi pada frekuensi 25 Hz. Kemudian tren grafik cenderung naik hingga frekuensi 30 Hz dengan nilai percepatan 92.70 rad/s^2 dan naik secara drastis hingga frekuensi 35 Hz dengan nilai percepatan 158.18 rad/s^2 . Dapat dilihat pada grafik diatas grafik tersebut mempunyai satu titik puncak yaitu pada frekuensi 25 Hz hal itu dikarenakan pada frekuensi tersebut merupakan frekuensi natural dari sistem tersebut maka trend grafik cenderung naik hingga mencapai frekuensi natural dari sistem dan setelah melewati frekuensi natural dari sistem tersebut maka tren grafik cenderung naik lagi hingga frekuensi 35 Hz hal itu dikarenakan gaya eksitasi pada sistem tersebut dan cenderung akan naik karena pengaruh gaya eksitasi dari sistem tersebut, dapat disimpulkan pada saat frekuensi sistem mendekati area

frekuensi natural maka tren garis grafik cenderung naik dan membentuk kubah atau satu titik puncak dan setelah menjauhi frekuensi natural dari sistem maka tren garis akan naik karena disebabkan gaya eksitasi dari sistem tersebut dan mempunyai titik puncak tak terhingga.

4.3.2 Kondisi Dengan Penambahan *Double DVA – Independent*

4.3.2.1 Hasil Nilai Percepatan Gerak Translasi dan Rotasi

Setelah dilakukan pengujian *prototype double DVA-Independent* dengan variasi frekuensi dan jarak massa DVA didapatkan nilai respon getaran akselerasi untuk getaran arah translasi dan rotasi. Dimana nilai akselerasi didapatkan dengan persamaan 4.1 dan 4.2. dibawah ini adalah nilai :

Tabel 4.6 Nilai Percepatan Gerak Translasi

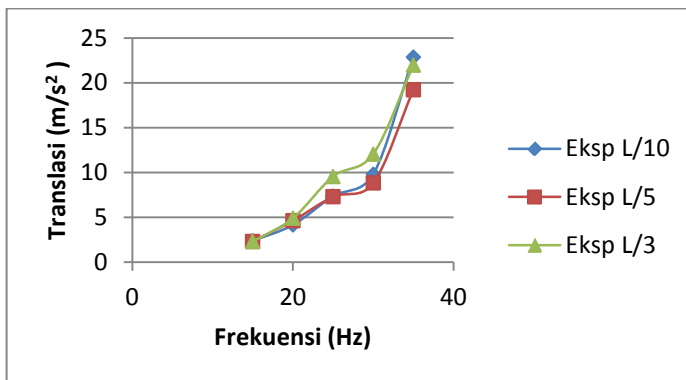
Set Point (Hz)	Panjang Lengan (m/s ²)		
	5	10	15
15	2,39	2,32	2,30
20	4,15	4,63	4,90
25	7,39	7,31	9,57
30	9,80	8,83	12,07
35	22,87	19,23	21,97

Tabel 4.7 Nilai Percepatan Gerak Rotasi

Set Point (Hz)	Panjang Lengan (rad/s ²)		
	5	10	15
15	13,30	12,76	12,27
20	30,86	25,51	31,69
25	56,24	58,61	65,31
30	90,11	101,95	107,83
35	183,69	179,92	173,15

4.3.2.2 Pembahasan Grafik Percepatan Gerak Translasi Pada Sistem Dengan Penambahan *Double DVA – Independent* .

Nilai akselerasi gerak translasi yang telah didapat dapat dirubah menjadi grafik untuk memudahkan dalam pembahasan pengaruh perubahan frekuensi terhadap nilai akselerasi. Dibawah ini adalah grafik pengaruh perubahan frekuensi terhadap respon percepatan arah translasi :



Gambar 4.19 Grafik respon getaran akselerasi arah translasi yang dihasilkan secara eksperimen dengan variasi frekuensi motor

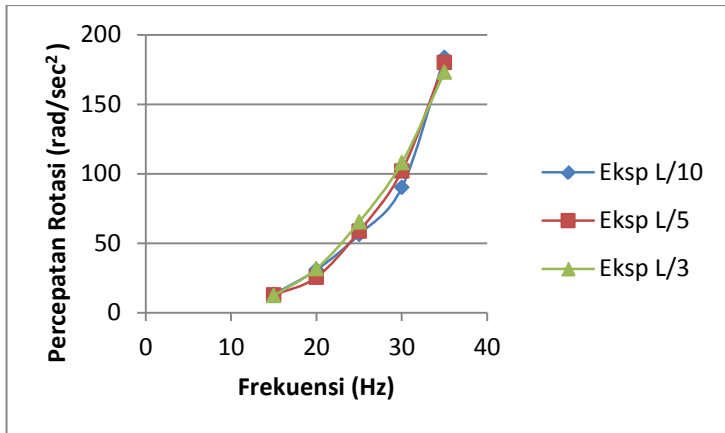
Pada *trend line* Eksp L/10 merupakan grafik perubahan nilai respon getaran terhadap getaran arah translasi untuk setiap perubahan frekuensi motor pada panjang lengan L/10. Dari *trend line* Eksp L/10 dapat dilihat pada frekuensi 15 Hz nilai percepatan didapat 2.38 m/s^2 dan dapat dilihat tren grafik terus naik hingga frekuensi 25 Hz dengan nilai percepatan 7.38 m/s^2 hal itu disebabkan karena area 25 Hz merupakan area yang mendekati frekuensi natural sehingga cenderung membentuk titik puncak. Kemudian tren grafik cenderung naik drastis hingga frekuensi 35 Hz dengan nilai percepatan 22.87 m/s^2 hal itu dipengaruhi gaya eksitasi dari sistem tersebut dan grafik tersebut akan terus naik dan mempunyai titik puncak tak terhingga karena faktor gaya eksitasi dari sistem tersebut dapat disimpulkan dari grafik diatas pada saat frekuensi mendekati frekuensi natural dari sistem maka tren garis cenderung membentuk satu kubah atau titik puncak dan setelah frekuensi menjauhi dari frekuensi natural maka tren garis cenderung naik drastis hal itu dipengaruhi oleh gaya eksitasi dari sistem tersebut dan tren garis tersebut akan cenderung naik dan mempunyai titik puncak tak terhingga.

Pada *trend line* Eksp L/5 merupakan grafik perubahan nilai respon getaran terhadap getaran arah translasi untuk setiap perubahan frekuensi motor pada panjang lengan L/5. Dari dapat dilihat *trend line* Eksp L/5 pada frekuensi 15 Hz nilai percepatan didapat 2.32 m/s^2 dan dapat dilihat tren grafik terus naik hingga frekuensi 30 Hz dengan nilai percepatan 8.83 m/s^2 Hal ini dipengaruhi oleh frekuensi natural yang terletak di area frekuensi 30 Hz, Kemudian tren grafik cenderung naik hingga frekuensi 35 Hz dengan nilai percepatan 19.23 m/s^2 hal itu dipengaruhi oleh pemasangan *double DVA – Independent* sehingga bisa meredam getaran yang ditimbulkan dan mengurangi gaya eksitasi yang ditimbulkan dari sistem tersebut sehingga getaran dapat diredam secara maksimal. Dari grafik diatas dapat disimpulkan grafik mempunyai satu titik puncak kemudian setelah melewati titik puncak tren grafik cenderung turun

Pada *trend line* Eksp L/3 merupakan grafik perubahan nilai respon getaran terhadap getaran arah translasi untuk setiap perubahan frekuensi motor pada panjang lengan L/3. Dari dapat dilihat *trend line* Eksp L/3 pada frekuensi 15 Hz nilai percepatan didapat $2,30 \text{ m/s}^2$ dan dapat dilihat tren grafik terus naik hingga frekuensi 25 Hz dengan nilai percepatan $9,56 \text{ m/s}^2$. Dimana pada frekuensi 25 Hz merupakan area frekuensi natural dari sistem tersebut sehingga membentuk titik puncak pada frekuensi tersebut kemudian tren grafik naik landai hingga frekuensi 30 Hz dengan nilai $12,07 \text{ m/s}^2$ dan kemudian grafik naik secara drastis hingga frekuensi 35 Hz dengan nilai $21,97 \text{ m/s}^2$, hal itu disebabkan pengaruh gaya eksitasi dari sistem tersebut. Dari grafik diatas dapat disimpulkan pada saat frekuensi sistem mendekati area frekuensi natural maka cenderung akan membentuk satu kubah atau titik puncak dan setelah frekuensi menjauhi frekuensi natural dari sistem maka tren garis cenderung naik drastis dan mempunyai titik puncak tak terhingga hal itu disebabkan oleh gaya eksitasi yang diberikan oleh sistem tersebut.

4.3.2.3 Pembahasan Grafik Percepatan Gerak Rotasi Pada Sistem Dengan Penambahan *Double DVA – Independent*.

Nilai akselerasi gerak rotasi yang telah didapat dapat dirubah menjadi grafik untuk memudahkan dalam pembahasan pengaruh perubahan frekuensi terhadap nilai akselerasi. Dibawah ini adalah grafik pengaruh perubahan frekuensi terhadap respon percepatan arah translasi :



Gambar 4.20 Grafik respon getaran akselerasi arah rotasi yang dihasilkan secara eksperimen dengan variasi frekuensi motor

Pada *trend line* Eksp L/10 merupakan grafik perubahan nilai respon getaran terhadap getaran arah rotasi untuk setiap perubahan frekuensi motor pada variasi lengan L/10. Dari *trend line* Eksp L/10 dapat dilihat pada frekuensi 15 Hz nilai percepatan didapat 13,30 rad/s² dan dapat dilihat tren grafik terus naik hingga frekuensi 25 Hz dengan nilai percepatan 56,23 rad/s². Dimana pada frekuensi 25 Hz merupakan area frekuensi natural dari sistem tersebut sehingga membentuk titik puncak pada frekuensi tersebut kemudian tren grafik naik landai hingga frekuensi 30 Hz dengan nilai 90,11 rad/s² dan kemudian grafik naik secara drastis hingga frekuensi 35 Hz dengan nilai 183,69 rad/s², hal itu disebabkan pengaruh gaya eksitasi dari sistem tersebut. Dimana nilai percepatan pada arah rotasi lebih besar dari nilai percepatan arah translasi hal itu dikarenakan pada gerak rotasi terdapat dua macam gerak yaitu respon gerak rotasi dan translasi sehingga nilai percepatan yang dihasilkan lebih besar.

Pada *trend line* Eksp L/5 merupakan grafik perubahan nilai respon getaran terhadap getaran arah rotasi untuk setiap

perubahan frekuensi motor pada variasi lengan $L/5$. Dari *trend line* Eksp $L/5$ dapat dilihat pada frekuensi 15 Hz nilai percepatan didapat $12,76 \text{ rad/s}^2$ dan grafik cenderung naik pada frekuensi 20 Hz dengan nilai percepatan sebesar $25,51 \text{ rad/s}^2$, dan selanjutnya tren grafik terus naik drastis hingga frekuensi 30 Hz dengan nilai percepatan sebesar $101,94 \text{ rad/s}^2$, hal itu dikarenakan pada frekuensi 30 Hz adalah area frekuensi natural dari sistem tersebut. Kemudian tren grafik naik drastis pada frekuensi 35 Hz dengan nilai $179,92 \text{ rad/s}^2$, hal itu dipengaruhi oleh penambahan *double DVA- Independent* sehingga respon gerakan arah translasi dapat diredam dengan baik. Dari grafik diatas dapat disimpulkan jika variasi putaran motor yang mendekati frekuensi natural dari sistem maka akan membentuk satu titik puncak dan jika menjauhi frekuensi natural maka tren grafik cenderung naik karena dipengaruhi oleh gaya eksitasi dari sistem tersebut tetapi dari grafik diatas grafik setelah melewati frekuensi natural tren grafik cenderung turun dari analisa tersebut dapat disimpulkan dengan penambahan DVA akan mengurangi getaran yang terjadi dan pada variasi $L/5$ adalah variasi yang paling baik meredam gerak rotasi pada pengujian ini.

Pada *trend line* Eksp $L/3$ merupakan grafik perubahan nilai respon getaran terhadap getaran arah rotasi untuk setiap perubahan frekuensi motor pada variasi lengan $L/3$. Dari *trend line* Eksp $L/3$ dapat dilihat pada frekuensi 15 Hz nilai percepatan didapat $12,28 \text{ rad/s}^2$ dan dapat dilihat tren grafik terus naik hingga frekuensi 25 Hz dengan nilai percepatan $65,31 \text{ rad/s}^2$. Dimana pada frekuensi 25 Hz merupakan area frekuensi natural dari sistem tersebut sehingga membentuk titik puncak pada frekuensi tersebut. Kemudian tren grafik naik drastis hingga frekuensi 30 Hz dengan nilai $90,11 \text{ rad/s}^2$ dan kemudian tren grafik naik lagi secara drastis hingga frekuensi 35 Hz dengan nilai $173,15 \text{ rad/s}^2$, hal itu disebabkan pengaruh gaya eksitasi dari sistem tersebut sehingga tren grafik terus naik dan mempunyai titik puncak tak terhingga. Dimana nilai percepatan pada arah rotasi lebih besar dari nilai percepatan arah translasi hal itu dikarenakan pada gerak

rotasi terdapat dua macam gerak yaitu respon gerak rotasi dan translasi sehingga nilai percepatan yang dihasilkan lebih besar.

4.3.3 Pembahasan Grafik Sistem Dengan Penambahan Double DVA-Independent VS Grafik Sistem Tanpa Penambahan *Double DVA-Independent*

4.3.3.1 Hasil Reduksi Nilai Percepatan Sistem Dengan Penambahan Double DVA-Independent VS Sistem Tanpa Penambahan *Double DVA-Independent*

Hasil nilai reduksi percepatan gerak translasi dan rotasi dengan penambahan *double DVA-Independent* VS Gerak translasi tanpa penambahan *double DVA-Independent* yang telah didapat dapat dirumuskan seperti berikut :

$$\text{Reduksi Getaran : } \frac{(\text{Tanpa DVA} - \text{Dengan DVA})}{\text{Tanpa DVA}} \dots\dots\dots(4.3)$$

Dibawah ini adalah nilai reduksi respon gerak translasi dan rotasi yang dapat direduksi dengan penambahan 2 m assa DVA – Independent.

Tabel 4.8 Nilai Reduksi Gerak Translasi

Set Point	Tanpa DVA (m/s ²)	Dengan DVA (m/s ²)			Nilai Reduksi (m/s ²)		
	Translasi	L/10	L/5	L/3	L/10	L/5	L/3
15	1,63	2,38	2,32	2,29	-0,46	-0,42	-0,40
20	4,76	4,15	4,63	4,9	0,13	0,03	-0,03
25	18,24	7,38	7,31	9,56	0,60	0,54	0,48
30	13,47	9,8	8,83	12,06	0,27	0,19	0,10
35	18,84	22,86	19,23	21,97	-0,24	0,73	-0,17

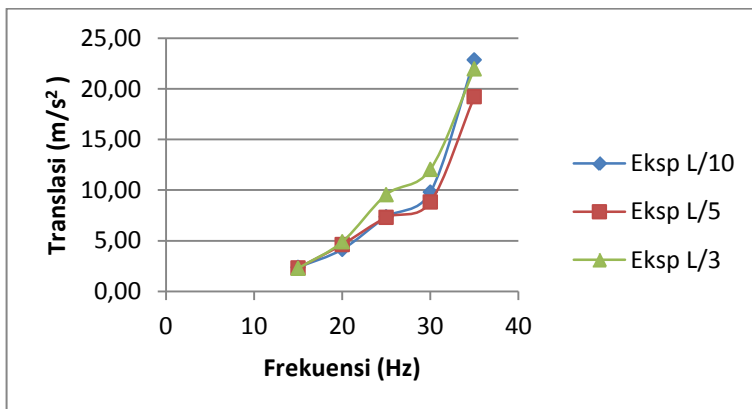
Tabel 4.9 Nilai Reduksi Gerak Rotasi

Set Point	Tanpa DVA (rad/s ²)	Dengan DVA (rad/s ²)			Nilai Reduksi (rad/s ²)		
	Rotasi	L/10	L/5	L/3	L/10	L/5	L/3
15	7,94	13,3	12,75	12,27	-0,68	-0,61	-0,55
20	31,8	30,86	3,04	31,68	0,03	0,90	0,00
25	87,94	56,23	58,61	65,31	0,36	0,33	0,26
30	92,7	90,11	101,94	107,83	0,03	-0,10	-0,16
35	158,19	183,69	28,15	173,15	-0,16	0,82	-0,09

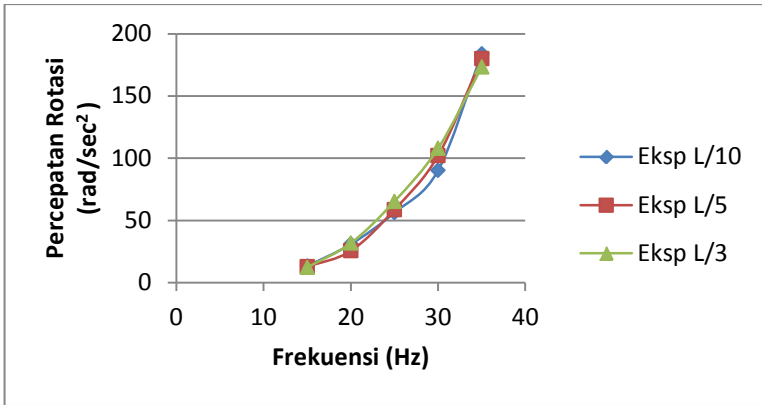
4.4 Pengaruh Variasi pada Sistem Utama

4.4.1 Pengaruh Frekuensi pada Sistem Utama

Pengaruh frekuensi terhadap respon gerak translasi dan rotasi pada sistem utama dicontohkan sebagai pada grafik berikut



Gambar 4.21 Grafik pengaruh variasi frekuensi terhadap nilai reduksi gerakan translasi

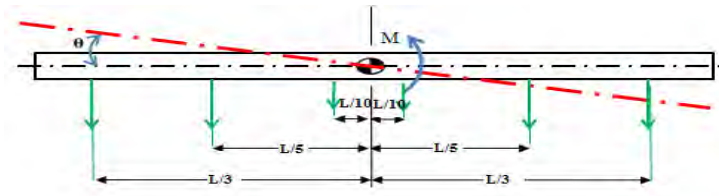


Gambar 4.22 Grafik pengaruh variasi frekuensi terhadap nilai reduksi gerakan rotasi

Pada eksperimen ini dilakukan pengambilan data dengan variasi frekuensi, dimana pada eksperimen ini dilakukan perubahan/variasi frekuensi putaran motor dengan variasi putaran sebagai berikut : 15,20,25,30,35 Hz ,dimana masing masing variasi frekuensi menimbulkan karakteristik getaran yang berbeda baik respon gerak arah translasi maupun respon gerak arah rotasi. Dari contoh grafik diatas dapat dilihat dengan penambahan frekuensi maka respon gerak yang dihasilkan akan semakin besar.

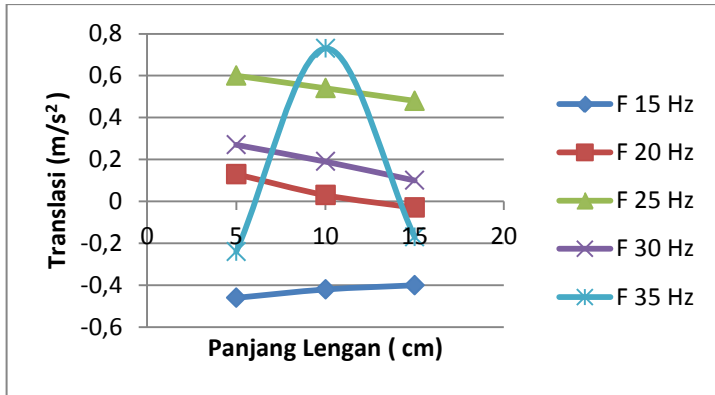
4.4.2 Pengaruh Panjang Lengan pada Sistem Utama

Pengaruh panjang lengan terhadap respon gerakan yang terjadi pada sistem utama ,dimana dalam eksperimen ini dilakukan variasi panjang lengan untuk menentukan variasi jarak terbaik reduksi gerak translasi dan rotasi pada sistem utama .



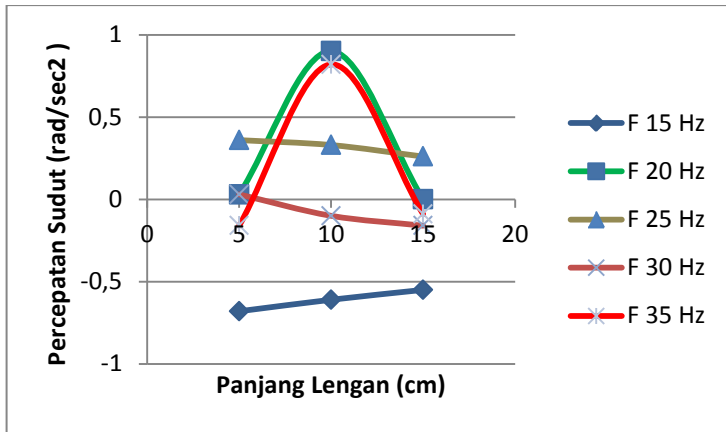
Gambar 4.23 Variasi panjang lengan

Variasi panjang lengan pada eksperimen ini adalah memvariasikan jarak beam dari *center of gravity* dari sistem utama, dimana variasi jarak pergeseran telah ditentukan yaitu variasi $L/10, L/5, L/3$ dari panjang total sistem utama sepanjang 50 cm. pengaruh variasi pergeseran jarak beam terhadap respon gerak translasi dan rotasi pada sistem utama yaitu kekauan dari pegas itu sendiri, dimana jarak pergeseran semakin mendekati *center of gravity* misalkan pada variasi jarak $L/10$ maka respon gerak translasi pada sistem utama akan mampu mereduksi getaran yang lebih baik, akan tetapi pada respon gerak translasi tidak mampu mereduksi getaran dengan baik dan sebaliknya jika posisi pergeseran menjahui center of gravity maka respon gerak rotasi akan mampu direduksi dengan baik tetap pada respon gerak translasi tidak mampu direduksi dengan baik, jika pada lengan menjahui center of gravity maka pengaruh momen yang ditimbulkan pada pada sistem utama akan lebih besar, dibawah ini adalah grafik pengaruh variasi pergeseran jarak DVA terhadap respon gerak translasi dan rotasi.



Gambar 4.24 Grafik pengaruh variasi panjang lengan terhadap nilai reduksi gerakan translasi

Dari grafik diatas pengaruh variasi panjang lengan terhadap nilai reduksi gerak translasi pada sistem utama , dapat disimpulkan pengaruh variasi panjang lengan pada frekuensi 15 dan 35 Hz mempunyai tren garis semakin menjahau dari *center of gravity* maka nilai reduksi gerak translasi semakin besar dan pada frekuensi 20,25,30 Hz mempunyai nilai semakin mendekati *center of gravity* maka nilai reduksi gerak translasi yang dihasilkan semakin besar , sesuai dengan teori pada gerak translasi jika variasi jarak DVA mendekati *center of gravity* maka nilai reduksi nya semakin baik tetapi karena nilai yang didapat dari eksperimen mempunyai banyak faktor pengurang seperti gesekan antar pulley , gesekan pada *bearing* , torsi motor yang kurang besar dll sehingga mempengaruhi hasil yang didapat .

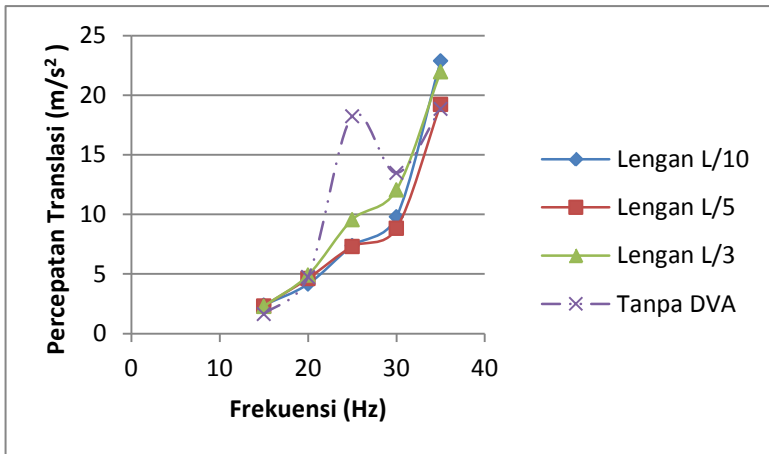


Gambar 4.25 Grafik pengaruh variasi panjang lengan terhadap nilai reduksi gerakan rotasi

Dari grafik diatas pengaruh variasi panjang lengan terhadap nilai reduksi gerak rotasi pada sistem utama, dapat disimpulkan pengaruh variasi panjang lengan pada frekuensi 15 mempunyai tren garis semakin naik dari panjang lengan 5 – 15 cm dan pada frekuensi 20 dan 35 Hz mempunyai tren garis naik hingga panjang lengan 10 cm dan turun pada variasi panjang lengan 15 cm . fenomena tren garis dari hasil eksperimen ini teidak sesuai dengan teori karena banyak faktor yang mempengaruhi seperti gesekan pada puley dan bearing sehingga mempengaruhi putaran yang terjadi pada poros.

4.4.3 Pembahasan Grafik Dengan DVA L/10, L/5, L/3 Vs Grafik Tanpa DVA

4.4.3.1 Translasi



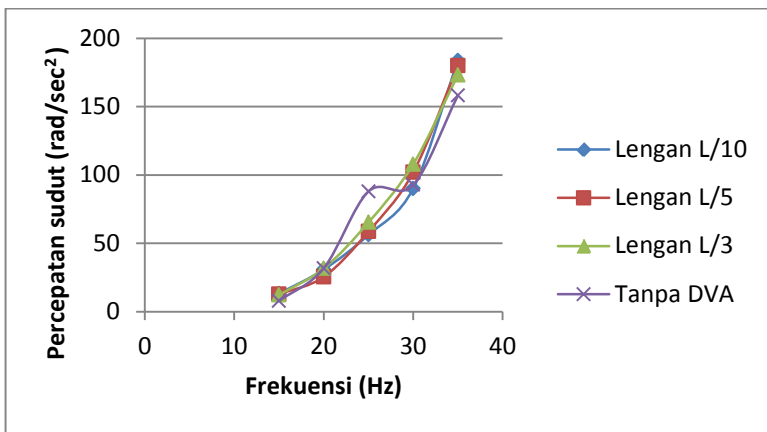
Gambar 4.26 Grafik sistem dengan penambahan *double DVA-Independent* VS Sistem tanpa penambahan *double DVA-Independent* Gerak Translasi

Pembahasan dari grafik diatas dapat kita lihat tren garis diatas pada lengan L/10, L/5, L/3 mempunyai nilai yang hampir sama dari frekuensi 15-25 Hz ,dan dimana pada frekuensi tersebut merupakan area frekuensi natural dari sistem tersebut , sehingga pada area frekuensi 25 Hz tren garis lengan L/10, L/5, L/3 membentuk satu titik puncak dan setelah melewati frekuensi natural dari sistem tren garis lengan L/10 dan L/3 tren grafik cenderung naik drastis yaitu pada frekuensi 30-35 Hz hal itu dipengaruhi oleh ada nya gaya eksitasi dari sistem tersebut sehingga membentuk garis puncak tak terhingga. Sedangkan pada tren garis lengan L/5 dari grafik diatas terlihat pada frekuensi 15-30 Hz tren grafik terus naik dan membentuk satu titik puncak , setelah melewati frekuensi 30 H z tren garis turun hingga

frekuensi 35 Hz dari analisa tren grafik mengalami penurunan dikarenakan penambahan *double DVA-Independent* sehingga mereduksi gerakan translasi yang terjadi pada sistem tersebut. Dari grafik diatas dapat disimpulkan dengan penambahan *double DVA-Independent* dapat mereduksi getaran, hal itu dapat dilihat pada saat frekuensi 25 Hz setelah penambahan DVA respon gerak translasi yang terjadi dapat direduksi dengan baik.

4.4.3.2 Rotasi

Grafik dibawah ini merupakan perbandingan antara grafik sebelum penambahan *double DVA-Independent* dan sesudah penambahan *double DVA-Independent* pada gerak rotasi :



Gambar 4.27 Grafik sistem dengan penambahan *double DVA- Independent* VS Sistem tanpa penambahan *double DVA-Independent* Gerak Rotasi

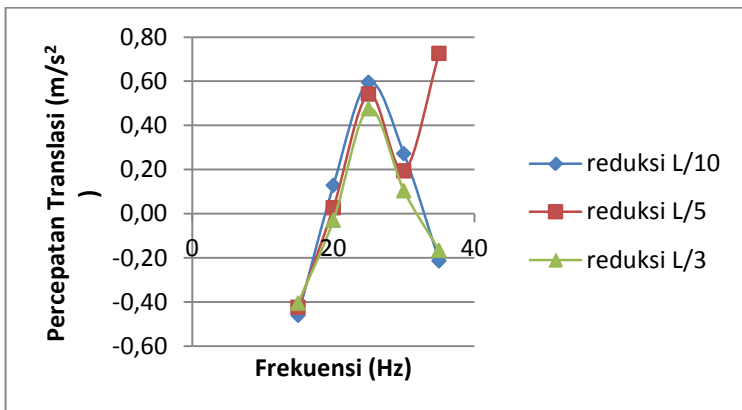
Pembahasan dari grafik diatas dapat kita lihat tren garis diatas pada lengan L/10 dan L/3 mempunyai nilai yang hampir sama dari frekuensi 15-25 Hz ,dan dimana pada frekuensi tersebut merupakan area frekuensi natural dari sistem tersebut , sehingga pada area frekuensi 25 Hz tren garis lengan L/10 dan L/3

membentuk satu titik puncak dan kemudian tren grafik naik secara bertahap hingga frekuensi 30 Hz . kemudian setelah mencapai frekuensi 30 Hz tren grafik cenderung naik drastis hingga mencapai puncak resonansi pada frekuensi 35 Hz dan untuk lengan L/5 dapat dilihat pada grafik pada frekuensi 15 Hz hingga ke frekuensi 20 Hz tren grafik mengalami penurunan kemudian tren grafik naik drastis hingga frekuensi 30 Hz setelah membentuk titik puncak kemudian tren grafik turun hingga frekuensi 35 Hz. Dari grafik diatas dapat disimpulkan dengan penambahan double DVA-Independent dapat mereduksi getaran, hal itu dapat dilihat pada saat frekuensi 25 Hz setelah penambahan DVA respon gerak translasi yang terjadi dapat direduksi dengan baik.

4.4.4 Pembahasan Grafik Nilai Reduksi Percepatan

4.4.4.1 Nilai Reduksi Percepatan Gerak Translasi

Dibawah ini adalah grafik perbandingan nilai reduksi pada sistem utama yang direduksi dengan penambahan 2 massa DVA sehingga nilai getaran yang terjadi pada sistem utama dapat tereduksi :



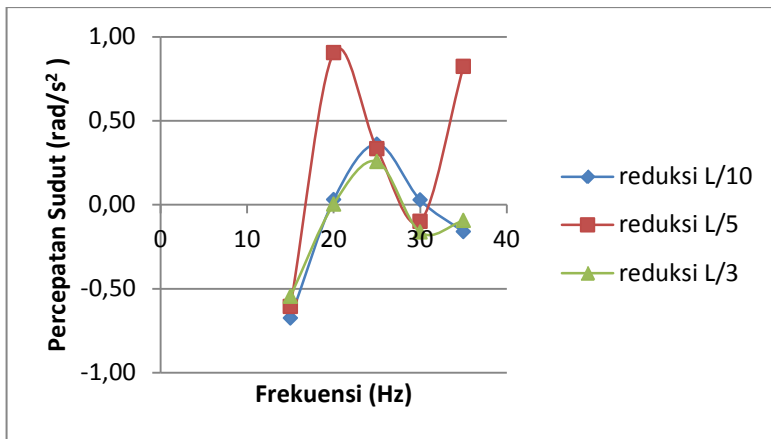
Gambar 4.28 Grafik nilai reduksi pada respon gerak translasi

Dari dasar teori yang dipakai nilai reduksi terbaik diambil pada frekuensi yang mendekati frekuensi natural dari sistem, dimana frekuensi dari sistem telah ditentukan pada frekuensi 20 Hz . tetapi pada saat pengambilan data mengalami banyak faktor pengurang sehingga nilai yang dihasilkan tidak sesuai dengan dasar teori faktor-faktor yang mempengaruhi pengambilan data seperti gesekan antara pully dan V-belt , gesekan pada bearing, torsi motor yang kurang dll. Sehingga nilai frekuensi natural yang telah ditetapkan pada frekuensi 20 Hz mengalami pergeseran ke frekuensi 25 H z karena faktor- faktor penghambat tersebut sehingga putaran pada inverter tidak sesuai dengan putaran yang sebenarnya.

Dari grafik nilai reduksi diatas dapat disimpulkan nilai reduksi pada frekuensi natural yaitu pada frekuensi 25 Hz pada pergeseran L/10 dengan nilai $0,60 \text{ m/s}^2$, pada lengan L/5 dengan nilai $0,54 \text{ m/s}^2$ dan pada lengan L/3 dengan nilai $0,48 \text{ m/s}^2$ dari ketiga variasi pergeseran lengan didapatkan nilai reduksi terbaik pada gerak rotasi dengan penambahan *double DVA – Independent* dengan nilai reduksi sebesar $0,60 \text{ m/s}^2$, atau dapat mereduksi getaran yang terjadi pada sistem utama dengan nilai 60% sehingga dapat disimpulkan pemasangan double DVA-Independent dapat mereduksi getaran yang terjadi pada sistem utama.

4.4.4.2 Nilai Reduksi Percepatan Gerak Rotasi

Dibawah ini adalah grafik perbandingan nilai reduksi pada sistem utama yang direduksi dengan penambahan 2 massa DVA sehingga nilai getaran yang terjadi pada sistem utama dapat tereduksi :



Gambar 4.29 Grafik nilai reduksi pada respon gerak rotasi

Dari dasar teori yang dipakai nilai reduksi terbaik diambil pada frekuensi yang mendekati frekuensi natural dari sistem, dimana frekuensi dari sistem telah ditentukan pada frekuensi 20 Hz . tetapi pada saat pengambilan data mengalami banyak faktor pengurang sehingga nilai yang dihasilkan tidak sesuai dengan dasar teori faktor-faktor yang mempengaruhi pengambilan data seperti gesekan antara pully dan V-belt , gesekan pada bearing, torsi motor yang kurang dll. Sehingga nilai frekuensi natural yang telah ditetapkan pada frekuensi 20 Hz mengalami pergeseran ke frekuensi 25 H z karena faktor- faktor penghambat tersebut sehingga putaran pada inverter tidak sesuai dengan putaran yang sebenarnya.

Dari grafik nilai reduksi diatas dapat disimpulkan nilai reduksi pada frekuensi natural yaitu pada frekuensi 25 Hz pada pergeseran L/10 dengan nilai $0,36 \text{ rad/s}^2$, pada lengan L/5 dengan nilai $0,33 \text{ rad/s}^2$ dan pada lengan L/3 dengan nilai $0,26 \text{ rad/s}^2$ dari ketiga variasi pergeseran lengan didapatkan nilai reduksi terbaik pada gerak rotasi dengan penambahan *double DVA – Independent* dengan nilai reduksi sebesar $0,36 \text{ rad/s}^2$, atau dapat mereduksi getaran yang terjadi pada sistem utama dengan nilai

36% sehingga dapat disimpulkan pemasangan double DVA-Independent dapat mereduksi getaran yang terjadi pada sistem utama.

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Dari eksperimen yang telah dilakukan maka dapat diambil kesimpulan sebagai berikut :

1. Dari pengujian dapat disimpulkan bahwa semakin besar frekuensi yang divariasi maka respon gerak translasi dan rotasi yang terjadi pada sistem utama semakin tinggi nilai nya .
2. Dari pengujian dapat disimpulkan jika jarak antara 2 massa DVA semakin mendekati *center of gravity* dari sistem maka mampu meredam respon gerak translasi dan jika jarak antara 2 massa DVA menjauhi *center of gravity* dari sistem maka mampu meredam respon gerak rotasi pada sistem tersebut.
3. Dari pengujian didapatkan bahwa nilai reduksi maksimal pada gerak translasi sebesar $0,60 \text{ m/s}^2$ atau sebesar 60 % pada variasi lengan $L/10$ dan frekuensi 25 Hz dengan sudut massa disk 90° dan nilai reduksi maksimal pada gerak rotasi sebesar $0,36 \text{ rad/sec}^2$ atau sebesar 36 % pada variasi lengan $L/10$ dan frekuensi 25 Hz dengan sudut massa disk 90°
4. Dari hasil pengujian diatas dapat disimpulkan sistem dengan penambahan *double DVA-Independent* dapat mereduksi respon getaran arah translasi dan rotasi dengan baik.

5.2 Saran

1. Konstruksi meja harus lebih kuat dan dikaitkan dengan lantai agar tidak terjadi getaran selain yang ditimbulkan oleh massa *unbalance*.
2. Timming belt harus diberi tutup agar tidak berbahaya pada saat pengambilan data.
3. Jalur pergeseran DVA diberi mistar ukur agar pergeseran DVA lebih tepat.
4. Daya motor diperbesar agar frekuensi inverter sesuai dengan putaran motor.
5. Pada penelitian berikutnya diperlukan variasi pergeseran jarak DVA tidak simetri untuk mengetahui pengaruh variasi terhadap reduksi getaran yang lebih akurat dari sebuah sistem utama.

[Halaman ini sengaja dikosongkan]

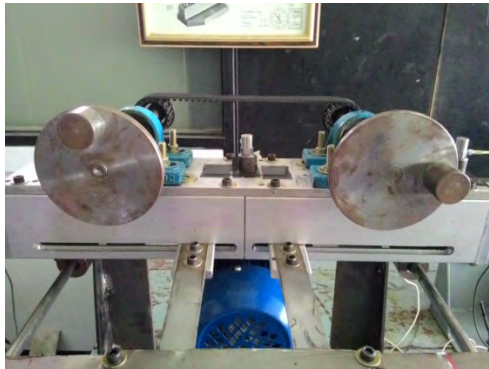
DAFTAR PUSTAKA

- [1] **Yoshida, Kazuo.** *Active Vibration Control for Builder Subjected to Horizontal and Vertical Large Seismic Excitation.* 1995. **ITS. Surabaya. Indonesia.**
- [2] **Rao, Singiresu S.,** (2004), *Mechanical Vibration*”, Fourth edition, Pearson Education International, **New Jersey**
- [3] **Krenk, Steen.** *Tuned Mass Absorber On A Fleksible Structure.* 2013. **ITS. Surabaya. Indonesia**
- [4] **H.L. Sun, P.Q. Zhang, H.B. Chen, K. Zhang, X.L. Gong,** 2007,” *Application of dynamic vibration absorbers in structural vibration control under multi-frequency harmonic excitation,*” *Applied Acoustics* 69 (2008) 1361–1367
- [5] **Lim, Seungho.** 2009. ”*Cantilever Dynamic Vibration Abroeber for Reducing Optical Disk Drive Vibration.* **IEEE journal.** Vol 45. No5
- [6] **Effendi, Herri.** *Karakteristik Sistem Getaran 2 DOF Dengan Penambahan Single Dynamic Vibration Absorber ,* 2015.

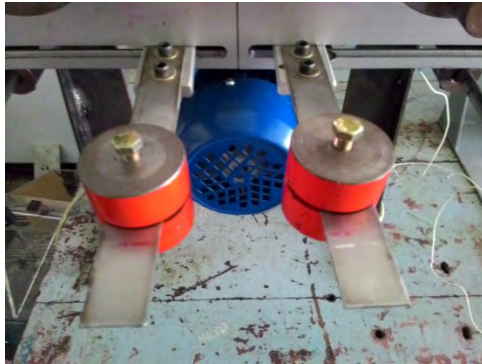
LAMPIRAN DVA - *INDEPENDENT*



Gambar Lampiran 1 Posisi Massa Unbalance



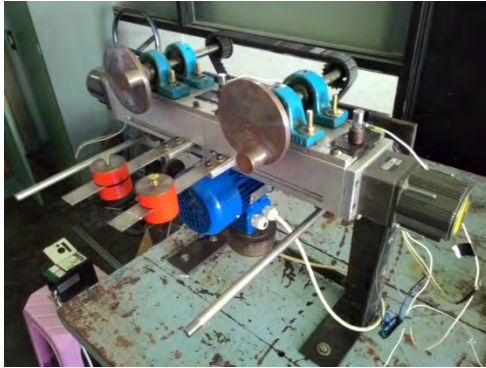
Gambar Lampiran 2 Posisi sudut phasa 90°



Gambar Lampiran 2 Posisi 2 massa DVA



Gambar Lampiran 2 Penghubung antar poros menggunakan
timming belt



Gambar Lampiran 2 Posisi pergesran jarak massa DVA

RIWAYAT HIDUP



Hakim Imam Nugroho dilahirkan di Surakarta pada tanggal 25 Januari 1992. Penulis merupakan putra ketiga dari tiga bersaudara pasangan Syamsul Bakhri dan Kariyem.

Penulis memulai pendidikan dasar di SDN Kestalan Surakarta dan lulus pada tahun 2003, lalu melanjutkan studi ke SMPN 7 Surakarta dan lulus pada tahun 2006, kemudian penulis melanjutkan studi ke SMK N 5 Surakarta dan lulus pada tahun 2009. Setelah masa studi SMK selesai, penulis melanjutkan studi program Diploma ke Politeknik Negeri Semarang jurusan Teknik Mesin dan lulus pada tahun 2012. Pada tahun 2012 penulis melanjutkan program sarjana di jurusan Teknik Mesin Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) dan mengambil bidang studi Desain. Keinginan untuk selalu belajar dan mengamalkan ilmu yang didapat selama kuliah mendorong penulis untuk mengambil Tugas Akhir dengan judul “Studi Eksperimen Karakteristik Getaran Sistem Utama Dengan Penambahan *Double Dynamic Vibration Absorber* (DVA) - *Independent*”. Penulis memiliki harapan agar ilmu yang telah didapatkan dapat berguna untuk agama dan negara. Penulis dapat dihubungi melalui email dibawah ini:

hakimimam.nugroho@yahoo.com

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1.	Gerakan pada Bandul	5
Gambar 2.2.	Mekanisme DVA pada Motor Listrik.....	7
Gambar 2.3.	Getaran Sistem Dinamis Tanpa Peredam.....	8
Gambar 2.4.	Pengaruh Getaran Tanpa Peredam pada Respon Mesin.....	9
Gambar 2.5.	Getaran Sistem Dinamis Dengan Peredam....	10
Gambar 2.6.	Pengaruh Getaran dengan Peredam pada Respon Mesin.....	11
Gambar 2.7.	Model Matematis Gerak Rotasi dengan Tambahkan DVA	12
Gambar 2.8.	Jembatan Pejalan Kaki dengan Panjang Bagian Tengah yang Bisa diubah	13
Gambar 2.9.	Perpindahan Resonansi dan <i>Non Resonance</i> pada <i>Vibration Absorber</i>	14
Gambar 2.10.	Pemodelan Dari <i>Mass Absorber</i> pada Struktur <i>Fleksibel</i>	14
Gambar 2.11.	Model dari SADVA (a) Model Sederhana (b) Model untuk Menahan Gaya Vertikal dan Horizontal	15
Gambar 2.12.	Model dari HADVA (a) Model Sederhana (b) Model untuk Menahan Gaya Vertikal dan Horizontal	16
Gambar 2.13.	Grafik Respon Getaran Setelah Diberikan <i>Absorber</i> Penelitian Yoshida.....	16
Gambar 3.1.	Diagram Alir Tugas Akhir.....	18
Gambar 3.2.	<i>Free Body Diagram</i> Tanpa DVA	20
Gambar 3.3.	<i>Free Body Diagram</i> dengan DVA	23
Gambar 3.4.	<i>Free Body Diagram</i> Massa DVA	24
Gambar 3.5.	Skema Pemodelan Alat Pengujian.....	26
Gambar 3.6.	Bodi Mesin	27
Gambar 3.7.	Poros Penyangga	28
Gambar 3.8.	Sistem Utama	28

Gambar 3.9.	Motor Listrik	29
Gambar 3.10.	<i>Disc</i>	29
Gambar 3.11.	Massa <i>Unvalance</i>	30
Gambar 3.12.	Gear Motor	30
Gambar 3.13.	Sistem DVA Paralel	31
Gambar 3.14.	Massa <i>Dynamic Vibration Absorber</i>	31
Gambar 3.15.	Panel Listrik	32
Gambar 3.16.	Model Mekanisme <i>Prototype DVA</i>	32
Gambar 3.17.	Skema Dinamis <i>Prototype DVA</i>	33
Gambar 3.18.	Variasi Sudut Fasa pada <i>Disc</i>	33
Gambar 3.19.	Kekakuan Pegas Pengganti dari <i>Beam</i>	35
Gambar 3.20.	Timbangan Digital	36
Gambar 3.21.	<i>Digital Storage Oscilloscope</i>	37
Gambar 3.22.	<i>Accelerometer</i>	38
Gambar 3.23.	<i>Power Supply</i>	39
Gambar 3.24.	Rangkaian Pemasangan Accelerometer untuk Mengukur Getaran Arah Vertikal dan Arah Rotasi	40
Gambar 3.25.	Diagram Alir Pengujian	42
Gambar 4.1.	Sistem Utama yang Terpasang DVA Pada Sistem Paralel (Dependent)	45
Gambar 4.2.	Contoh Grafik pada <i>Oscilloscope</i> dengan Variasi Frekuensi 15 Hz tanpa DVA	47
Gambar 4.3.	Grafik Percepatan pada Variasi Frekuensi 15 Hz, 20 Hz, 25 Hz, 30 Hz, dan 35 Hz (a) Channel 1 (b) Channel 2	48
Gambar 4.4.	Grafik Percepatan pada Variasi Frekuensi 15 Hz, 20 Hz, 25 Hz, 30 Hz, dan 35 Hz (a) Channel 1 (b) Channel 2	50
Gambar 4.5.	Grafik Percepatan pada Variasi Frekuensi 15 Hz, 20 Hz, 25 Hz, 30 Hz, dan 35 Hz (a) Channel 1 (b) Channel 2	52

Gambar 4.6.	Grafik Percepatan pada Variasi Frekuensi 15 Hz, 20 Hz, 25 Hz, 30 Hz, dan 35 Hz (a) Channel 1 (b) Channel 2.....	54
Gambar 4.7.	Grafik Respon Getaran Arah Translasi Tanpa DVA	57
Gambar 4.8.	Grafik Respon Getaran Arah Rotasi Tanpa DVA	58
Gambar 4.9.	Grafik Respon Getaran Arah Translasi Dengan DVA.....	61
Gambar 4.10.	Grafik Respon Getaran Arah Rotasi Dengan DVA.....	62
Gambar 4.11.	Grafik Sistem dengan Penambahan <i>Double</i> DVA pada Variasi Jarak DVA L/10, L/5, dan L/3 dengan Sistem Tanpa DVA	66
Gambar 4.12.	Grafik Sistem dengan Penambahan <i>Double</i> DVA pada Variasi Jarak DVA L/10, L/5, dan L/3 dengan Sistem Tanpa DVA	68
Gambar 4.13.	Grafik Nilai Reduksi pada Respon Gerak Translasi	70
Gambar 4.14.	Grafik Nilai Reduksi pada Respon Gerak Rotasi	72
Gambar 4.15.	Grafik Variasi Frekuensi Terhadap Respon Gerak Translasi.....	73
Gambar 4.16.	Gambar Variasi Panjang Lengan.....	74
Gambar 4.17.	Grafik Pengaruh Panjang Lengan Terhadap Nilai k.....	75

STUDI EKSPERIMEN KARAKTERISTIK GETARAN SISTEM UTAMA DENGAN PENAMBAHAN *DOUBLE DYNAMIC VIBRATION ABSORBER (DVA) - INDEPENDENT*

Hakim Imam Nugroho dan Harus Laksana Guntur
Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS)
Jl. Arief Rahman Hakim, Surabaya 60111 Indonesia
e-mail: haruslg@me.its.ac.id

Abstrak- Getaran yang berlebih dapat menimbulkan kerusakan pada konstruksi peralatan sehingga perlu direduksi. Salah satu cara untuk mereduksi getaran yang berlebih adalah dengan menambahkan *Dynamic Vibration Absorber (DVA)* pada sistem tersebut. Dalam tugas akhir ini akan dilakukan studi eksperimen karakteristik getaran sistem utama *2 Degree Of Freedom (DOF)* dengan penambahan *Double DVA - Independent*. Studi eksperimen dilakukan dengan mengukur getaran pada sistem utama dengan meletakkan *accelerometer* pada titik berat dan diujung sistem utama dengan jarak yang ditentukan. Kemudian pengujian dilakukan dengan variasi putaran motor (15,20,25,30,35) Hz dan sudut fasa 90° . Selain itu divariasikan secara simetri jarak antara 2 massa DVA pada sistem utama yaitu (L/10,L/5,L/3) dari panjang total sistem utama 50 cm. Hasil yang diperoleh dari pengujian sistem dengan penambahan *Double DVA - Independent* adalah sebagai berikut : nilai reduksi maksimal pada gerak translasi terletak pada variasi lengan L/10 dan pada frekuensi 25 Hz dengan nilai reduksi $0,60 \text{ m/s}^2$ atau dengan nilai 60% dan untuk gerak rotasi nilai reduksi maksimal terletak pada variasi lengan L/10 pada frekuensi 25 Hz dengan nilai reduksi $0,36 \text{ rad/s}^2$ atau dengan nilai 36%. Dari nilai diatas dapat disimpulkan sistem dengan penambahan *Double DVA - Independent* dapat meredam respon getaran arah translasi dan rotasi.

Kata Kunci: Respon Getaran, DVA, Sudut Fasa, Frekuensi

I. PENDAHULUAN

Getaran adalah gerakan bolak balik dalam satu interval waktu tertentu, getaran berhubungan dengan gerakan osilasi benda dan gaya yang berhubungan dengan gerak benda tersebut. Semua benda yang mempunyai massa dan elastisitas dapat bergetar jika dikenai gaya translasi atau rotasi, apabila getaran yang terjadi berlebihan tentunya berdampak buruk pada suatu sistem sehingga diperlukan cara untuk mengurangi getaran tersebut. *Dynamic Vibration Absorber (DVA)* merupakan suatu sistem tambahan yang digunakan untuk membantu meredam getaran yang terjadi pada sistem utama. DVA banyak diaplikasikan pada suatu mesin industri atau pada gedung bertingkat untuk mengurangi dampak negatif yang ditimbulkan oleh getaran yang berlebih. Banyak kasus yang memanfaatkan DVA untuk mereduksi getaran pada arah gerak translasi saja. Untuk kasus yang lebih kompleks, bisa saja sebuah sistem mengalami getaran pada arah gerak rotasiional. Secara prinsip DVA merupakan sebuah massa tambahan yang dilekatkan pada sebuah sistem utama yang bergetar, melalui sebuah pegas peredam. Dengan adanya DVA pada sebuah sistem yang bergetar maka sebagian energi getar yang terjadi akan

disalurkan massa DVA. Massa DVA akan bergetar dengan arah getar dari sistem utama untuk mengurangi getaran yang terjadi pada sistem utama. Pada penelitian tugas akhir ini akan dibuat dan dibahas mengenai mekanisme dengan DVA kemudian dilakukan pengujian karakteristik. Penelitian ini menggunakan motor listrik AC sebagai sumber getaran pada sebuah *Beam* dan memvariasikan nilai parameter alat uji yaitu sudut fasa $disc 90^\circ$ dan frekuensi kecepatan motor pada 15 Hz, 20 Hz, 25 Hz, 30 Hz 35 Hz serta perubahan jarak posisi massa DVA L/10 cm, L/5 cm, dan L/3 cm dari panjang total sistem utama sepanjang 50 cm yang digeser secara simetri sehingga mendapatkan respon getaran. Dari pengujian tersebut dapat diketahui bahwa bagaimana pengaruh penambahan DVA pada sistem utama sehingga dapat mereduksi getaran.

Tujuan yang ingin dicapai dalam penelitian ini adalah untuk mengetahui pengaruh penambahan 2 massa DVA – Independent terhadap nilai reduksi gerak translasi dan rotasi pada sistem utama agar hasil nilai reduksi yang dihasilkan maksimal maka dilakukan variasi perubahan frekuensi dan panjang lengan. Agar proses analisa yang dilakukan lebih fokus maka diberikan beberapa batasan permasalahan antara lain pengoperasian motor listrik dalam keadaan normal, getaran yang dianalisa hanya satu sumbu vertikal, nilai redaman diabaikan, jarak pergeseran 2 massa DVA sepanjang L/10, L/5, L/3 dari total panjang sistem utama sepanjang 50 cm, pergeseran 2 massa DVA – Independent bergeser simetris dan gaya eksitasi hanya di sebabkan oleh massa *unbalance*.

URAIAN PENELITIAN

Pada penelitian ini tahapan-tahapan yang harus dilakukan sebelum melakukan pengujian adalah sebagai berikut :

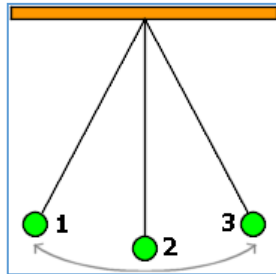
A. Studi Literatur

Dynamic Vibration Absorber merupakan alat yang digunakan untuk mengurangi atau menghilangkan getaran yang tidak diinginkan. DVA terdiri dari massa dan kekakuan lain yang melekat pada massa utama, dengan demikian massa utama dan massa *absorber* yang terpasang merupakan sistem dua derajat kebebasan. Sebuah DVA terdiri dari beberapa bagian antara lain:

- Cantilever beam* adalah sebuah kekakuan yang melekat pada sistem utama.
- Massa DVA adalah sebuah massa pemberat yang berfungsi memberi gaya lawan terhadap getaran yang ditimbulkan sistem utama.

Besaran-besaran yang dapat dikaitkan dengan getaran antara lain :

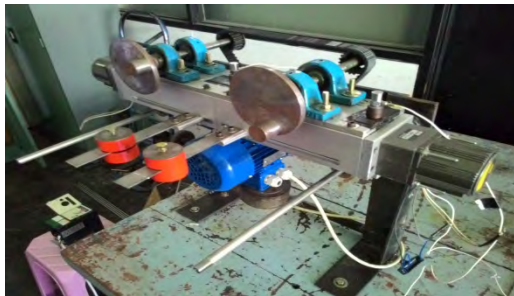
- Amplitudo gelombang (A) adalah jarak antara puncak gelombang dengan permukaan rata-rata air.
- Frekuensi gelombang (f) adalah sejumlah besar gelombang yang melintasi suatu titik dalam suatu waktu tertentu (biasanya didefinisikan dalam satuan detik).



Gambar. 1. Gerakan pada bandul

B. Perencanaan dan Pembuatan Mekanisme

Tahap perencanaan berfungsi untuk membuat desain alat uji getaran sistem utama dengan penambahan *double DVA – Independent*. Mekanisme alat uji sistem utama dengan penambahan *double DVA – Independent* ini memvariasikan frekuensi dan jarak antara dua massa DVA. Dimana variasi frekuensi pada (15,20,25,30,35) Hz dan variasi jarak antara dua massa DVA yang digeser simetri sepanjang (L/10,L/5,L/3) dari panjang total sistem utama sepanjang 50 cm.



Gambar. 2. Model mekanisme prototip DVA

C. Pengujian Prototipe DVA

Proses pengujian pertama kali mempersiapkan peralatan seperti *inverter*, sensor *accelorometer*, *power suply* dan *oscilloscope*, sistem utama, DVA setelah persiapan alat selesai maka pertama dilakukan *setting* variasi jarak antara 2 massa DVA dengan panjang L/10 kemudian sambungkan peralatan ke sensor *accelorometer* yang dipasang di *center of gravity* dan ujung dari sistem, dimana sensor *accelorometer* tersebut terhubung dengan *oscilloscope* untuk membaca grafik *voltase* yang terbaca oleh sensor *accelorometer*. kemudian variasikan frekuensi putaran motor pada frekuensi (15,20,25,30,35) Hz pada setiap perubahan variasi frekuensi hasil grafik *voltase* yang ditunjukkan pada *oscilloscope* kemudian direkam disimpan pada flashdisk untuk kemudian diolah menggunakan *software*. Setelah pengujian pertama selesai maka selanjutnya memvariasikan jarak antara 2 massa DVA sepanjang L/5 dengan variasi frekuensi (15,20,25,30,35) Hz dan variasi jarak antara 2 massa DVA dengan panjang L/3 dengan variasi frekuensi (15,20,25,30,35) Hz.

D. Pengolahan Data Pengujian

Data yang diperoleh dari hasil pengujian diolah sehingga hasil pengujian ditunjukkan dalam grafik nilai reduksi

E. Parameter Input dan Output

Tabel 1.
Variasi input dan Hasil

Parameter Input		Parameter Output	
Tetap	Berubah	Diukur	Dihitung
<ul style="list-style-type: none"> Sistem <i>Double DVA – Independent</i> Sudut phasa 90° 	<ul style="list-style-type: none"> Frekuensi (Hz) : <ul style="list-style-type: none"> - 15 - 20 - 25 - 30 - 35 Posisi (cm) : <ul style="list-style-type: none"> - L/10 - L/5 - L/3 	<ul style="list-style-type: none"> Voltase 	<ul style="list-style-type: none"> Respon Getaran (VRMS) Percepatan

II. HASIL DAN ANALISA

A. Perhitungan

Analisa berat massa unbalance, putaran motor, dan kekakuan pegas dapat menunjukkan seberapa besar respon gerak yang dihasilkan. Dimana massa unbalance yang terpasang pada piringan yang digerakkan oleh motor akan menimbulkan momen sehingga dapat getaran translasi dan rotasi. Dimana gaya yang menimbulkan momen tersebut dapat dihitung dengan cara :

B. Frekuensi

Untuk mengetahui frekuensi pertama harus mengetahui frekuensi natural kemudian digunakan untuk menentukan frekuensi yang divariasikan.

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (1)$$

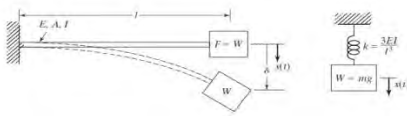
$$\omega = 2\pi f \quad (2)$$

Dimana ω_n adalah frekuensi natural (Hz), k adalah kekakuan dari beam (N/m), dari penelitian akan memvariasikan (15,20,25,30,35) Hz sebagai frekuensi putaran motor.

C. Menentukan Panjang Beam

Pada prototip DVA di desain sedemikian hingga terjadi sebuah frekuensi natural pada *range* operasi dari motor listrik. Dengan demikian tentunya nilai dari konstanta kekakuan (k_1 & k_2) yang digunakan pada *beam* sebagai sistem utama harus ditentukan dengan menggunakan persamaan frekuensi natural.

$$k = \frac{3EI}{l^3} \quad (3)$$



Gambar. 3 Kekakuan Pegas

Dari kedua persamaan di atas kemudian digunakan untuk mencari dimensi panjang (l) dari batang *beam* sehingga diperoleh K yang di inginkan

$$l = \sqrt[3]{\frac{3EI}{(m_{\text{sistem utama}}) \cdot \omega_n^2 \text{ sistem utama}^2}} \quad (4)$$

Dimana massa sistem utama didapat secara eksperimen dengan berat total sistem utama 24 Kg dengan nilai (E) didapat dari material *beam* dan (I) merupakan inersia dari *beam* dengan bentuk tabung

D. Menentukan Massa Unbalance

Massa unbalance yang digunakan sebagai pengatur variasi sudut yang dilekatkan pada disk dapat diperoleh dari persamaan berikut ini :

$$k \cdot \Delta x = m \cdot \omega^2 \cdot R \quad (5)$$

Dimana:

k = konstanta kekakuan *beam*

Δx = jarak antara *beam*

m = massa *unbalance*

ω = kecepatan sudut

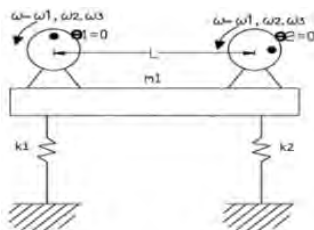
R = jari-jari *disk*

Dengan memasukkan semua parameter yang sudah diketahui, diperoleh nilai m yang merupakan massa *unbalance* dan dapat diperoleh dengan cara menimbang massa tersebut dengan menggunakan timbangan digital.

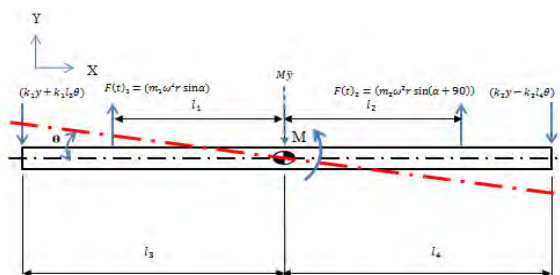
III. ANALISA GAYA PADA MEKANISME

Pada gambar 1,2, 3, 4 dan gambar 5 merupakan gaya-gaya yang terjadi pada model mekanisme prototip DVA-Independent. Berikut penjabarnya:

• Tanpa DVA



Gambar. 4. Sistem Tanpa DVA



Gambar. 5. Free Body Diagram Tanpa DVA

Persamaan Gerakan Translasi

$$+\sum F_y = M\ddot{y}$$

$$-(k_1y + k_1l_3\theta) - (k_2y - k_2l_4\theta) + (m_1\omega^2r \sin \alpha) + (m_2\omega^2r \sin(\alpha + 90^\circ)) = M\ddot{y}$$

$$-(k_1+k_2)y + (k_2l_4 - k_1l_3)\theta + (m_1\omega^2r \sin \alpha) + (m_2\omega^2r \sin(\alpha + 90^\circ)) = M\ddot{y}$$

$$(m_1\omega^2r \sin \alpha) + (m_2\omega^2r \sin(\alpha + 90^\circ)) = M\ddot{y} + (k_1+k_2)y - (k_2l_4 - k_1l_3)\theta$$

$$\theta = \frac{2y \text{ rel}}{l/2}, \text{ maka didapat}$$

$$(m_1\omega^2r \sin \alpha) + (m_2\omega^2r \sin(\alpha + 90^\circ)) = M\ddot{y} + (k_1+k_2)y - (k_2l_4 - k_1l_3)\frac{2y}{l/2}$$

$$(m_1\omega^2r \sin \alpha) + (m_2\omega^2r \sin(\alpha + 90^\circ)) = M\ddot{y} + [(k_1+k_2) - \frac{2(k_2l_4 - k_1l_3)}{l/2}]y$$

$M_{eq} = M$ (M = massa total, massa batang+massa motor+massa pegas)

$$K_{eq} = [(k_1+k_2) - \frac{2(k_2l_4 - k_1l_3)}{l/2}]$$

$$\ddot{y} = \frac{1}{M} [-(k_1+k_2)y + (k_2l_4 - k_1l_3)\theta + (m_1\omega^2r \sin \alpha) + (m_2\omega^2r \sin(\alpha + 90^\circ))] \quad (6)$$

Persamaan Gerakan Rotasi

$$\sum M = J\ddot{\theta}$$

$$k_1l_3(y + l_3\theta) - k_2l_4(y - l_4\theta) - (m_1\omega^2r l_1 \sin \alpha) + (m_2\omega^2r l_2 \sin(\alpha + 90^\circ)) = J\ddot{\theta}$$

$$J\ddot{\theta} = (k_1l_3 - k_2l_4)y + (k_1l_3^2 + k_2l_4^2)\theta - (m_1\omega^2r l_1 \sin \alpha) + (m_2\omega^2r l_2 \sin(\alpha + 90^\circ))$$

$$-(m_1\omega^2r l_1 \sin \alpha) + (m_2\omega^2r l_2 \sin(\alpha + 90^\circ)) = J\ddot{\theta} - (k_1l_3 - k_2l_4)y - (k_1l_3^2 + k_2l_4^2)\theta$$

$$\ddot{\theta} = \frac{2\ddot{y}}{l/2}, \text{ dan } \theta = \frac{2y}{l/2} \text{ maka didapat}$$

$$-(m_1\omega^2r l_1 \sin \alpha) + (m_2\omega^2r l_2 \sin(\alpha + 90^\circ)) = J \frac{2\ddot{y}}{l/2} - (k_1l_3 - k_2l_4)y - (k_1l_3^2 + k_2l_4^2) \frac{2y}{l/2}$$

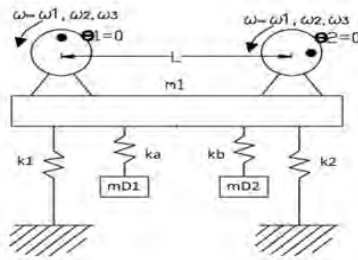
$$-(m_1\omega^2r l_1 \sin \alpha) + (m_2\omega^2r l_2 \sin(\alpha + 90^\circ)) = \frac{2J}{l/2} \ddot{y} - [(k_1l_3 - k_2l_4) + \frac{2(k_1l_3^2 + k_2l_4^2)}{l/2}]y$$

$$M_{eq} = \frac{2J}{l} \quad (J = \text{momen inersia total}, [\frac{1}{12} \times m b x l^2] + (m m 1 x l 1) + (m m 2 x l 2) + (m p 1 x l 3) + (m p 2 x l 4))$$

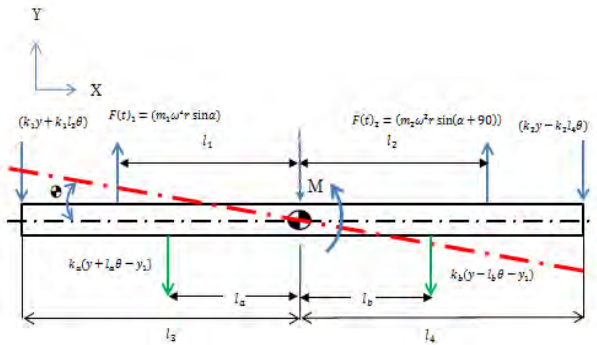
$$K_{eq} = [(k_1l_3 - k_2l_4) + \frac{2(k_1l_3^2 + k_2l_4^2)}{l/2}]$$

$$\ddot{\theta} = \frac{1}{J} [(k_1 l_3 - k_2 l_4) y + (k_1 (l_3)^2 + k_2 (l_4)^2) \theta - (m_1 \omega^2 r l_1 \sin \alpha) + (m_2 \omega^2 r l_2 \sin(\alpha + 90^\circ))] \quad (7)$$

• Dengan Pemasangan DVA



Gambar. 6. Sistem Dengan DVA



Gambar 7. Free Body Diagram Dengan DVA

Persamaan Gerakan Translasi

$$\sum F_y = M \ddot{y} \\ -k_1(y + l_3\theta) - k_2(y - l_4\theta) - k_a(y + l_a\theta - y_1) - k_b(y - l_b\theta - y_2) + (m_1 \omega^2 r \sin \alpha) + (m_2 \omega^2 r \sin(\alpha + 90^\circ)) = M \ddot{y}$$

$$M \ddot{y} = (k_1 + k_2 + k_a + k_b)y + ((k_2 + k_b)l_b - (k_1 + k_a)l_a)\theta + k_a y_1 + k_b y_2 + (m_1 \omega^2 r \sin \alpha) + (m_2 \omega^2 r \sin(\alpha + 90^\circ))$$

$$(m_1 \omega^2 r \sin \alpha) + (m_2 \omega^2 r \sin(\alpha + 90^\circ)) = M \ddot{y} - (k_1 + k_2 + k_a + k_b)y - ((k_2 + k_b)l_b - (k_1 + k_a)l_a)\theta - k_a y_1 - k_b y_2$$

$$\theta = \frac{2y}{l/2} \text{ maka didapat}$$

$$(m_1 \omega^2 r \sin \alpha) + (m_2 \omega^2 r \sin(\alpha + 90^\circ)) = M \ddot{y} - (k_1 + k_2 + k_a + k_b)y - ((k_2 + k_b)l_b - (k_1 + k_a)l_a) \frac{2y}{l/2} - k_a y_1 - k_b y_2$$

$$(m_1 \omega^2 r \sin \alpha) + (m_2 \omega^2 r \sin(\alpha + 90^\circ)) = M \ddot{y} - \left[(k_1 + k_2 + k_a + k_b) + \frac{2((k_2 + k_b)l_b - (k_1 + k_a)l_a)}{l/2} \right] y - k_a y_1 - k_b y_2$$

Meq = M (M = massa total, massa batang+massa motor+massa pegas)

$$K_{eq} = \left[(k_1 + k_2 + k_a + k_b) + \frac{2((k_2 + k_b)l_b - (k_1 + k_a)l_a)}{l/2} \right] - k_a - k_b$$

$$\ddot{y} = \frac{1}{M} [(k_1 + k_2 + k_a + k_b)y + ((k_2 + k_b)l_b - (k_1 + k_a)l_a)\theta + k_a y_1 + k_b y_2 + (m_1 \omega^2 r \sin \alpha) + (m_2 \omega^2 r \sin(\alpha + 90^\circ))] \quad (8)$$

Persamaan Gerakan Rotasi

$$\sum M = J \ddot{\theta} \\ k_1 l_3 (y + l_3 \theta) - k_2 l_4 (y - l_4 \theta) + k_a l_a (y + l_a \theta - y_1) - k_b l_b (y - l_b \theta - y_2) - (m_1 \omega^2 r l_1 \sin \alpha) + (m_2 \omega^2 r l_2 \sin(\alpha + 90^\circ)) = J \ddot{\theta}$$

$$J \ddot{\theta} = (k_1 l_3 - k_2 l_4 + k_a l_a - k_b l_b)y + (k_1 (l_3)^2 + k_2 (l_4)^2 + k_a l_3 l_a + k_b l_4 l_b)\theta - k_a l_a y_1 + k_b l_b y_2 - (m_1 \omega^2 r \sin \alpha) + (m_2 \omega^2 r \sin(\alpha + 90^\circ))$$

$$-(m_1 \omega^2 r \sin \alpha) + (m_2 \omega^2 r \sin(\alpha + 90^\circ)) = J \ddot{\theta} - (k_1 l_3 - k_2 l_4 + k_a l_a - k_b l_b)y - (k_1 (l_3)^2 + k_2 (l_4)^2 + k_a l_3 l_a + k_b l_4 l_b)\theta + k_a l_a y_1 - k_b l_b y_2$$

$$\ddot{\theta} = \frac{2\ddot{y}}{l/2} \text{ dan } \theta = \frac{2y}{l/2} \text{ maka didapat}$$

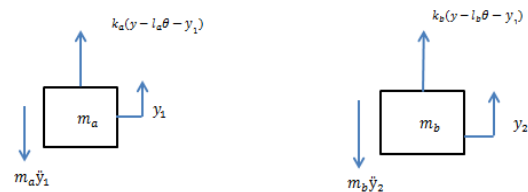
$$-(m_1 \omega^2 r \sin \alpha) + (m_2 \omega^2 r \sin(\alpha + 90^\circ)) = J \frac{2\ddot{y}}{l/2} - (k_1 l_3 - k_2 l_4 + k_a l_a - k_b l_b)y - (k_1 (l_3)^2 + k_2 (l_4)^2 + k_a l_3 l_a + k_b l_4 l_b) \frac{2y}{l/2} + k_a l_a y_1 - k_b l_b y_2$$

$$-(m_1 \omega^2 r \sin \alpha) + (m_2 \omega^2 r \sin(\alpha + 90^\circ)) = \frac{2J}{l/2} \ddot{y} - \left[(k_1 l_3 - k_2 l_4 + k_a l_a - k_b l_b) - \frac{2(k_1 (l_3)^2 + k_2 (l_4)^2 + k_a l_3 l_a + k_b l_4 l_b)}{l/2} \right] y + k_a l_a y_1 - k_b l_b y_2$$

$$M_{eq} = \frac{2J}{l/2} (J = \text{momen inersia total, } [\frac{1}{12} \times m b x l^2]) + (m m_1 x l_1) + (m m_2 x l_2) + (m p_1 x l_3) + (m p_2 x l_4) + (m d v_1 x l_5)]$$

$$K_{eq} = \left[(k_1 l_3 - k_2 l_4 + k_a l_a - k_b l_b) - \frac{2(k_1 (l_3)^2 + k_2 (l_4)^2 + k_a l_3 l_a + k_b l_4 l_b)}{l/2} \right] + k_a l_a - k_b l_b$$

$$\ddot{\theta} = \frac{1}{J} [(k_1 l_3 - k_2 l_4 + k_a l_a - k_b l_b)y + (k_1 (l_3)^2 + k_2 (l_4)^2 + k_a l_3 l_a + k_b l_4 l_b)\theta - k_a l_a y_1 + k_b l_b y_2 - (m_1 \omega^2 r \sin \alpha) + (m_2 \omega^2 r \sin(\alpha + 90^\circ))] \quad (9)$$



Gambar 8. Free Body Diagram DVA

Persamaan Gerakan Massa DVA

$$\sum F_y = M_b \ddot{y}_1 \\ k_a (y - l_a \theta - y_1) = M_a \ddot{y}_1 \\ \ddot{y}_1 = \frac{1}{M_a} [k_a (y - l_a \theta - y_1)] \quad (10)$$

$$\sum F_y = M_b \ddot{y}_1 \\ k_b (y - l_b \theta - y_2) = M_b \ddot{y}_1 \\ \ddot{y}_1 = \frac{1}{M_b} [k_b (y - l_b \theta - y_2)] \quad (11)$$

A. Pengolahan Data

Setelah data dari pengujian diperoleh, tahapan yang selanjutnya adalah melakukan pengolahan data yang diperoleh dari *Oscilloscope* agar hasil yang didapat menginterpretasikan apakah pengaruh DVA pada sebuah sistem dapat mereduksi getaran yang terjadi pada sistem tersebut. Pengolahan data ini dilakukan dengan menggunakan *software matlab* agar data bisa diolah dengan baik

Setelah melakukan pengolahan data pada *software matlab*, didapatkan grafik voltase fungsi waktu. Untuk mencari nilai *vrms* dilakukan perhitungan pada Excel, dengan rumus

$$vrms = \sqrt{\frac{\sum_i^n v_i^2}{n}} \quad (12)$$

Dimana:

vrms = root mean square dari data voltase
vi = data voltase yang didapat dari oscilloscope
n = jumlah data

Setelah hasil nilai voltage yang dihasilkan dirubah ke nilai *vrms* maka selanjutnya dirubah ke dalam nilai percepatan translasi dan rotasi dengan rumus :

$$\ddot{y} = \left(\frac{vrms}{V} \right) \cdot g \cdot \left(\frac{f}{100} \right) \quad (13)$$

dan

$$\ddot{\theta} = \frac{\ddot{y}_2 - \ddot{y}_1}{L} \quad (14)$$

Dimana

a = akselerasi (m/s^2)
vrms = root mean square
V = sensitivitas accelerometer [Volt]
g = percepatan gravitasi [$9.81 \frac{m}{s^2}$]
f = frekuensi eksitasi yang diberikan [Hz]
 100 = frekuensi kerja accelerometer pada saat 100MHz

Setelah didapat hasil percepatan gerak translasi dan rotasi maka data tersebut dapat digrafikkan untuk memudahkan dalam pembahasan.

B. Nilai reduksi percepatan gerak translasi dan rotasi

Untuk mencari percepatan gerak translasi dan rotasi maka dirumuskan sebagai berikut :

$$\text{Reduksi Getaran} : \frac{(\text{Tanpa DVA} - \text{Dengan DVA})}{\text{Tanpa DVA}} \quad (15)$$

Maka dengan rumus diatas nilai reduksi percepatan gerak translasi dan rotasi didapatkan, dibawah ini nilai reduksi percepatan gerak translasi dan rotasi :

Tabel 2.
Nilai reduksi gerak translasi

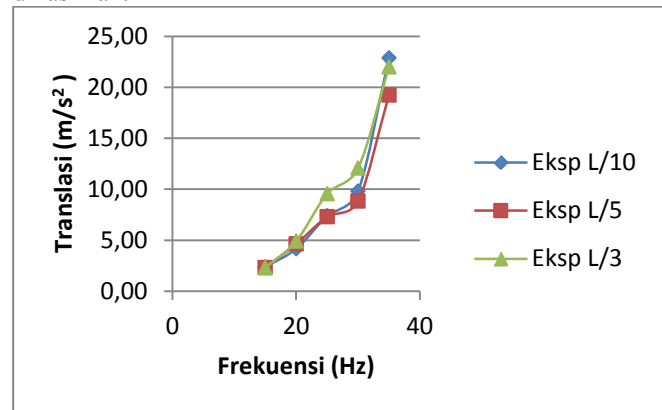
Set Point	Tanpa DVA (m/s^2)	Dengan DVA (m/s^2)			Nilai Reduksi (m/s^2)		
	Translasi	L/10	L/5	L/3	L/10	L/5	L/3
15	1,63	2,38	2,32	2,29	-0,46	-0,42	-0,40
20	4,76	4,15	4,63	4,9	0,13	0,03	-0,03
25	18,24	7,38	7,31	9,56	0,60	0,54	0,48
30	13,47	9,8	8,83	12,06	0,27	0,19	0,10
35	18,84	22,86	19,23	21,97	-0,24	0,73	-0,17

Tabel 3.
Nilai reduksi gerak translasi

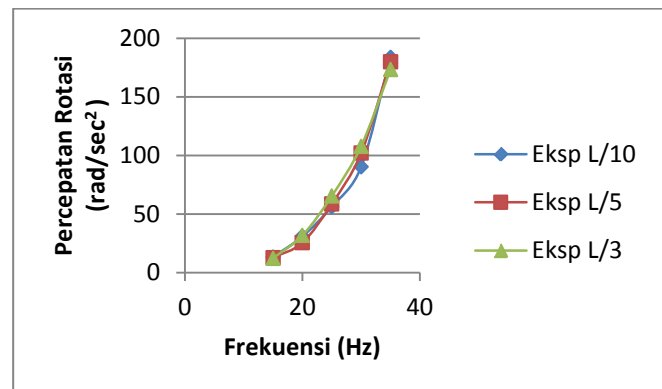
Set Point	Tanpa DVA (rad/s^2)	Dengan DVA (rad/s^2)			Nilai Reduksi (rad/s^2)		
	Rotasi	L/10	L/5	L/3	L/10	L/5	L/3
15	7,94	13,3	12,75	12,27	-0,68	-0,61	-0,55
20	31,8	30,86	3,04	31,68	0,03	0,90	0,00
25	87,94	56,23	58,61	65,31	0,36	0,33	0,26
30	92,7	90,11	101,94	107,83	0,03	-0,10	-0,16
35	158,19	183,69	28,15	173,15	-0,16	0,82	-0,09

C. Pembahasan Pengaruh Variasi Frekuensi Terhadap Nilai Reduksi

Dari nilai diatas dapat digrafikkan untuk pembahasan pengaruh variasi frekuensi terhadap nilai reduksi yang dihasilkan.



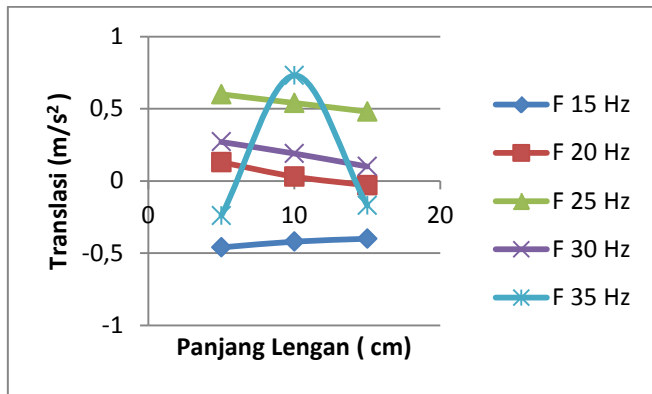
Gambar. 9. Grafik pengaruh variasi frekuensi terhadap nilai reduksi gerakan translasi



Gambar. 10. Grafik pengaruh variasi frekuensi terhadap nilai reduksi gerakan rotasi

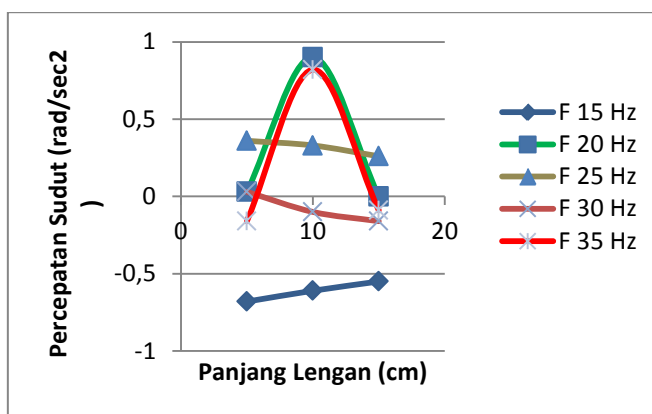
Pada eksperimen ini dilakukan pengambilan data dengan variasi frekuensi, dimana pada eksperimen ini dilakukan perubahan/variasi frekuensi putaran motor dengan variasi putaran sebagai berikut : 15,20,25,30,35 Hz ,dimana masing masing variasi frekuensi menimbulkan karakteristik getaran yang berbeda baik respon gerak arah translasi maupun respon gerak arah rotasi. Dari contoh grafik diatas dapat dilihat dengan penambahan frekuensi maka respon gerak yang dihasilkan akan semakin besar.

D. Pengaruh Variasi Panjang Lengan Terhadap Nilai Reduksi



Gambar. 11. Grafik pengaruh variasi panjang lengan terhadap nilai reduksi gerakan translasi

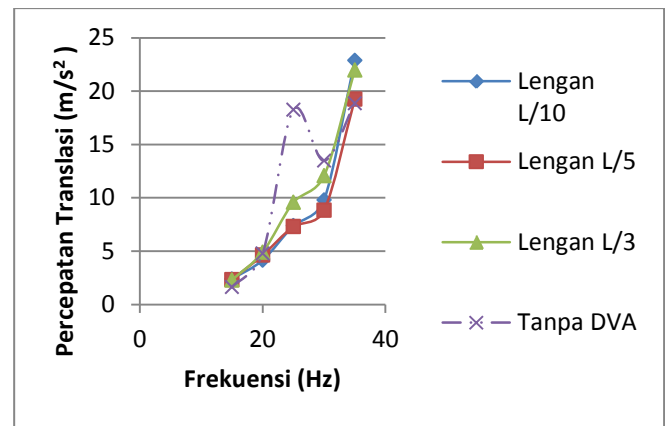
Dari grafik diatas pengaruh variasi panjang lengan terhadap nilai reduksi gerak translasi pada sistem utama , dapat disimpulkan pengaruh variasi panjang lengan pada frekuensi 15 dan 35 H z mempunyai tren garis semakin menjauhi dari *center of gravity* maka nilai reduksi gerak translasi semakin besar dan pada frekuensi 20,25,30 Hz mempunyai nilai semakin mendekati *center of gravity* maka nilai reduksi gerak translasi yang dihasilkan semakin besar , sesuai dengan teori pada gerak translasi jika variasi jarak DVA mendekati *center of gravity* maka nilai reduksi nya semakin baik tetapi karena nilai yang didapat dari eksperimen mempunyai banyak faktor pengurang seperti gesekan antar pulley , gesekan pada *bearing* , torsi motor yang kurang besar dll sehingga mempengaruhi hasil yang didapat



Gambar. 12. Grafik pengaruh variasi panjang lengan terhadap nilai reduksi gerakan rotasi

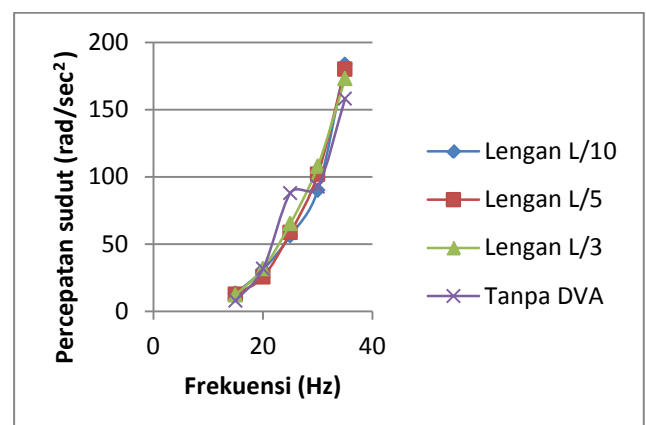
Dari grafik diatas pengaruh variasi panjang lengan terhadap nilai reduksi gerak rotasi pada sistem utama , dapat disimpulkan pengaruh variasi panjang lengan pada frekuensi 15 mempunyai tren garis semakin naik dari panjang lengan 5 – 15 cm dan pada frekuensi 20 dan 35 Hz mempunyai tren garis naik hingga panjang lengan 10 cm dan turun pada variasi panjang lengan 15 cm . fenomena tren garis dari hasil eksperimen ini tidak sesuai dengan teori karena banyak faktor yang mempengaruhi seperti gesekan pada puley dan bearing sehingga mempengaruhi putaran yang terjadi pada poros.

E. Pembahasan Grafik Dengan DVA Vs Tanpa DVA



Gambar. 13. Grafik pengaruh penambahan DVA Vs Tanpa DVA

Pembahasan dari grafik diatas dapat kita lihat tren garis diatas pada lengan L/10, L/5, L/3 mempunyai nilai yang hampir sama dari frekuensi 15-25 Hz ,dan dimana pada frekuensi tersebut merupakan area frekuensi natural dari sistem tersebut , sehingga pada area frekuensi 25 Hz tren garis lengan L/10, L/5, L/3 membentuk satu titik puncak dan setelah melewati frekuensi natural dari sistem tren garis lengan L/10 dan L/3 tren grafik cenderung naik drastis yaitu pada frekuensi 30-35 Hz hal itu dipengaruhi oleh ada nya gaya eksitasi dari sistem tersebut sehingga membentuk garis puncak tak terhingga. Sedangkan pada tren garis lengan L/5 dari grafik diatas terlihat pada frekuensi 15- 30 Hz tren grafik terus naik dan membentuk satu titik puncak , setelah melewati frekuensi 30 Hz tren garis turun hingga frekuensi 35 Hz dari analisa tren grafik mengalami penurunan dikarenakan penambahan *double DVA-Independent* sehingga mereduksi gerakan translasi yang terjadi pada sistem tersebut. Dari grafik diatas dapat disimpulkan dengan penambahan *double DVA-Independent* dapat mereduksi getaran sebesar $0,60 \text{ m/s}^2$ atau sebesar 60%, hal itu dapat dilihat pada saat frekuensi 25 Hz setelah penambahan DVA respon gerak translasi yang terjadi dapat direduksi dengan baik.



Gambar. 14. Grafik pengaruh penambahan DVA Vs Tanpa DVA

Pembahasan dari grafik diatas dapat kita lihat tren garis diatas pada lengan L/10 dan L/3 mempunyai nilai yang hampir sama dari frekuensi 15-25 Hz ,dan dimana pada frekuensi tersebut merupakan area frekuensi natural dari sistem tersebut , sehingga pada area frekuensi 25 Hz tren garis lengan L/10 dan L/3 membentuk satu titik puncak dan kemudian tren grafik naik secara bertahap hingga

frekuensi 30 Hz . kemudian setelah mencapai frekuensi 30 Hz tren grafik cenderung naik drastis hingga mencapai puncak resonansi pada frekuensi 35 Hz dan untuk lengan L/5 dapat dilihat pada grafik pada frekuensi 15 Hz hingga ke frekuensi 20 Hz tren grafik mengalami penurunan kemudian tren grafik naik drastis hingga frekuensi 30 Hz setelah membentuk titik puncak kemudian tren grafik turun hingga frekuensi 35 Hz. Dari grafik diatas dapat disimpulkan dengan penambahan double DVA-Independent dapat mereduksi getaran, hal itu dapat dilihat pada saat frekuensi 25 Hz setelah penambahan DVA respon gerak translasi yang terjadi dapat direduksi dengan baik.

IV. KESIMPULAN

Dari analisa dan pembahasan pada studi eksperimen karakteristik getaran sistem utama dengan penambahan *double dynamic vibration absorber* (DVA) - *Independent* didapatkan bahwa nilai reduksi maksimal pada gerak translasi sebesar 0,60 m/s² atau sebesar 60 % pada variasi lengan L/10 dan frekuensi 25 Hz dengan sudut massa disk 90° dan nilai reduksi maksimal pada gerak rotasi sebesar 0,36 rad/sec² atau sebesar 36 % pada variasi lengan L/10 dan frekuensi 25 Hz dengan sudut massa disk 90°.

UCAPAN TERIMA KASIH

Penulis mengucapkan terimakasih kepada seluruh pihak yang telah banyak membantu atas selesainya artikel ini, terutama kepada Dr.Eng.Harus Laksana Guntur ST., M.Eng. selaku dosen pembimbing, kedua orang tua dan keluarga besar, ketua jurusan, karyawan, dosen Teknik Mesin ITS, serta teman-teman terbaik kampus perjuangan Teknik Mesin ITS Surabaya.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] **Effendi, Herri.** *Karakteristik Sistem Getaran 2 DOF Dengan Penambahan Single Dynamic Vibration Absorber*, 2015.
- [2] **Krenk, Steen.** *Tuned Mass Absorber On A Fleksible Structure*. 2013. **ITS. Surabaya. Indonesia**
- [3] **Rao, Singiresu S.** *Mechanical Vibration. 5th Edition*. 2011. **University of Miami**
- [4] **Yoshida, Kazuo.** *Active Vibration Control for Builder Subjected to Horizontal and Vertical Large Seismic Excitation*. 1995. **ITS. Surabaya. Indonesia.**



TUGAS AKHIR

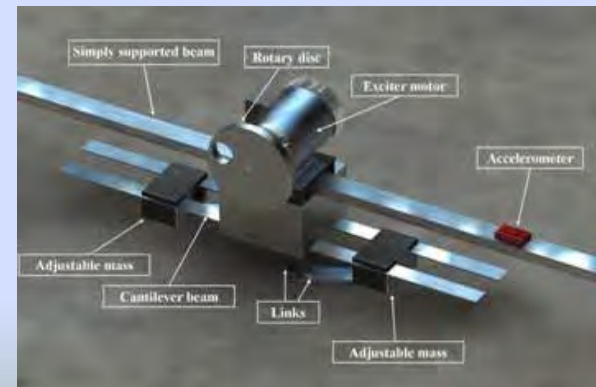
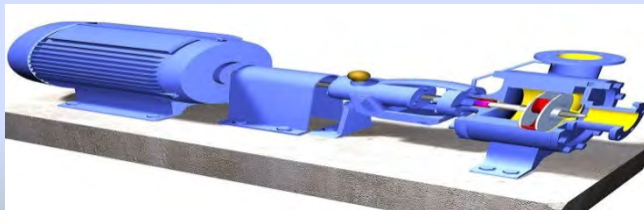
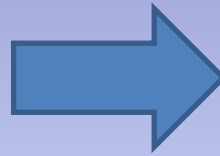
STUDI EKSPERIMEN KARAKTERISTIK GETARAN SISTEM UTAMA DENGAN PENAMBAHAN *DOUBLE DYNAMIC VIBRATION ABSORBER (DVA) - INDEPENDENT*

**Disusun Oleh :
HAKIM IMAM NUGROHO
2112 106 026**


**Dosen Pembimbing:
Dr. Eng. Harus Laksana Guntur, ST, M.Eng
19750511 1999 031 001**

**JURUSAN TEKNIK MESIN
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER**

LATAR BELAKANG



RUMUSAN MASALAH




Bagaimana karakteristik getaran sistem utama akibat penambahan 2 massa DVA ?

Bagaimana pengaruh penambahan 2 massa DVA terhadap getaran rotasi dan translasi pada sistem utama ?

Bagaimana nilai reduksi getaran pada sistem utama dengan penambahan 2 massa DVA ?

TUJUAN PENELITIAN



Mengetahui karakteristik getaran sistem utama akibat penambahan 2 massa DVA

Mengetahui pengaruh penambahan 2 massa DVA terhadap getaran translasi dan rotasi pada sistem utama

Mengetahui nilai reduksi getaran sistem utama dengan penambahan 2 massa DVA



BATASAN MASALAH

Pengoperasian motor listrik dalam keadaan normal

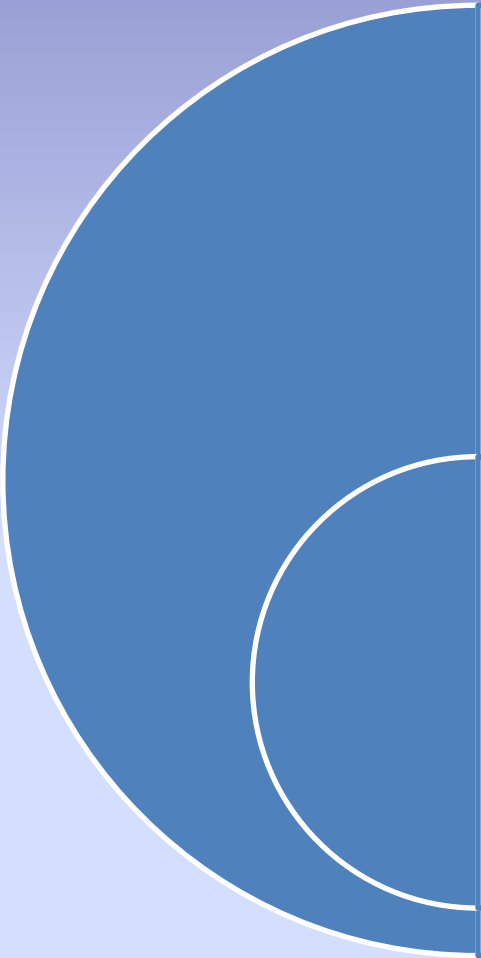
Getaran yang terjadi pada sistem utama hanya bergerak satu sumbu vertikal

Nilai redaman diasumsikan kecil sehingga dapat diabaikan

Perpindahan 2 massa DVA - *independent* bergeser secara simetris

Gaya eksitasi yang terjadi hanya disebabkan oleh massa *unbalance* yang digerakkan oleh motor listrik

MANFAAT PENELITIAN



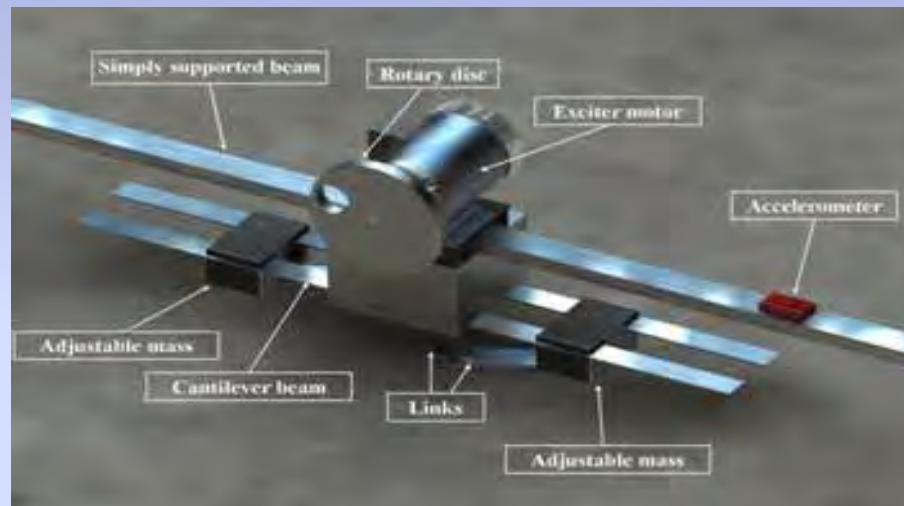
Mengetahui manfaat penambahan 2 massa DVA – *independent* untuk meredam suatu getaran sehingga dapat diaplikasikan didunia industri

Menyediakan data pengaruh penambahan DVA terhadap reduksi getaran sistem utama



DASAR TEORI

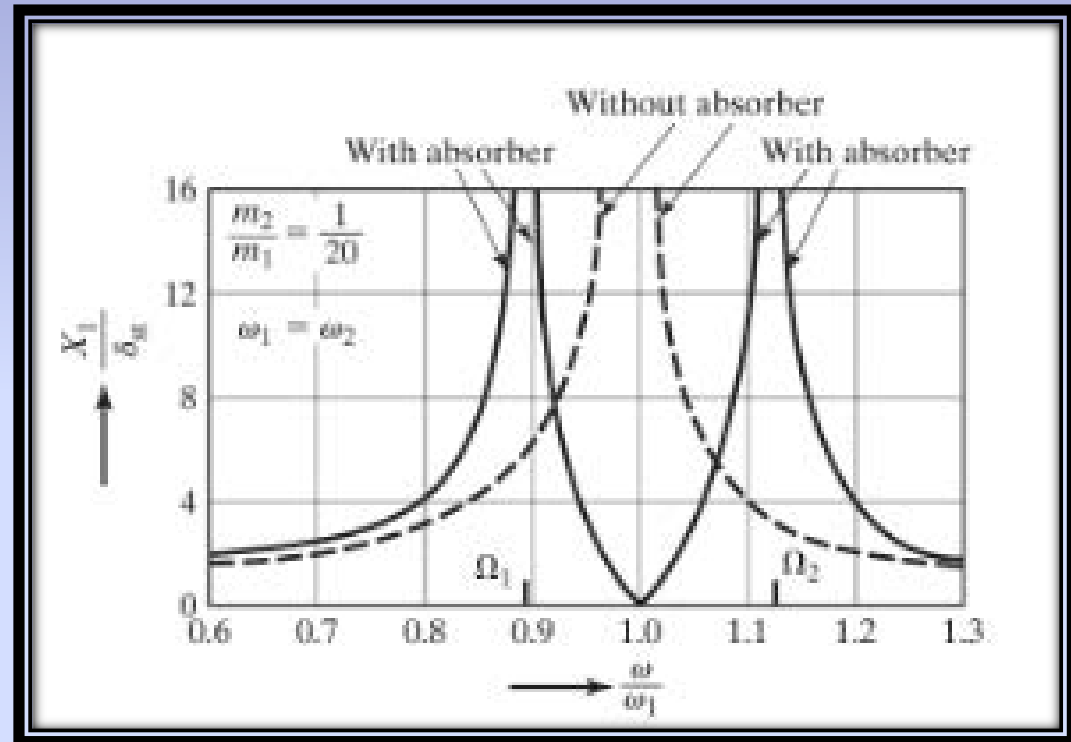
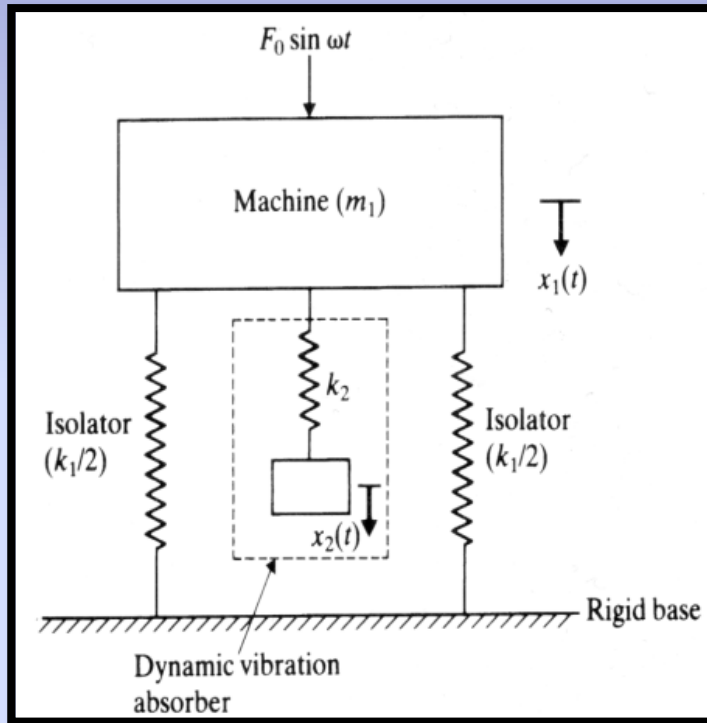
DYNAMIC VIBRATION ABSORBER (DVA)



Dynamic Vibration Absorber (DVA) merupakan alat mekanisme yang digunakan untuk mengurangi atau menghilangkan getaran yang tidak diinginkan. DVA ini terdiri dari massa dan kekakuan lain yang melekat pada massa utama .

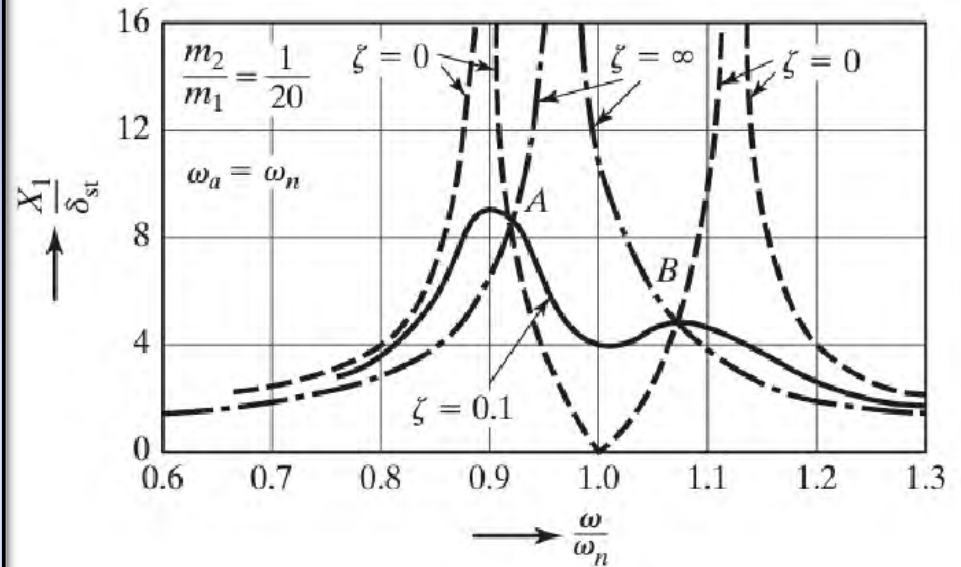
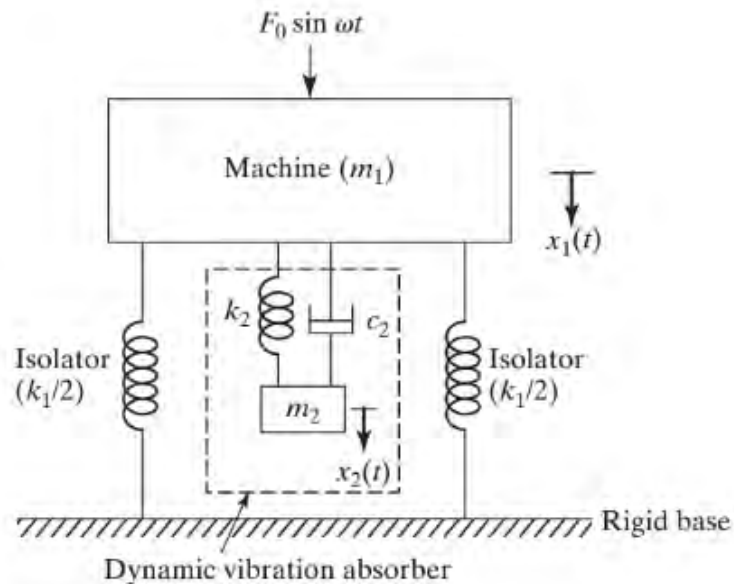
DASAR TEORI

GETARAN SISTEM DINAMIS TANPA PEREDAM

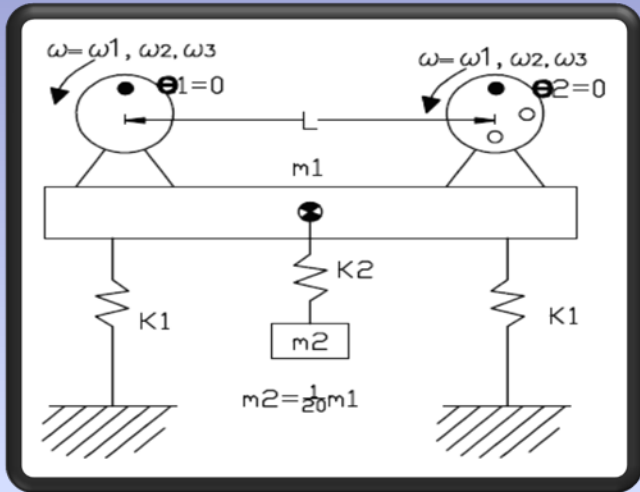


DASAR TEORI

GETARAN SISTEM DINAMIS DENGAN PEREDAM



PENELITIAN TERDAHULU



Persamaan untuk m_1

$$m_1 \ddot{x}_1 + (2k_1 - k_2)x_1 = F_1 + F_2$$

Persamaan untuk m_2

$$m_2 \ddot{x}_2 + k_2 x_2 - k_2 x_1 = 0$$

Herry Effendi Pada sistem ini dengan memvariasikan panjang lengan beam , massa DVA dan variasi putaran motor. Dari hasil percobaan didapatkan nilai parameter DVA terbaik yang mampu mereduksi getaran. Nilai reduksi optimum sebesar $1,11785 \text{ m/s}^2$ pada frekuensi 15 Hz dengan sudut massa disk 180°



METODOLOGI PENELITIAN

Metode penelitian yang digunakan adalah metode eksperimen yaitu mendapatkan data dengan melakukan percobaan

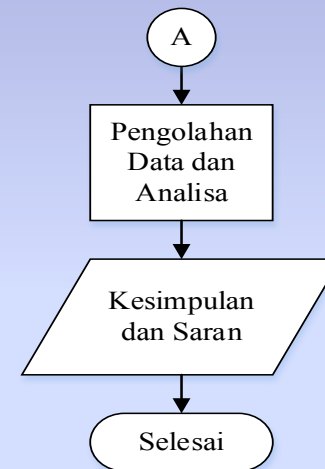
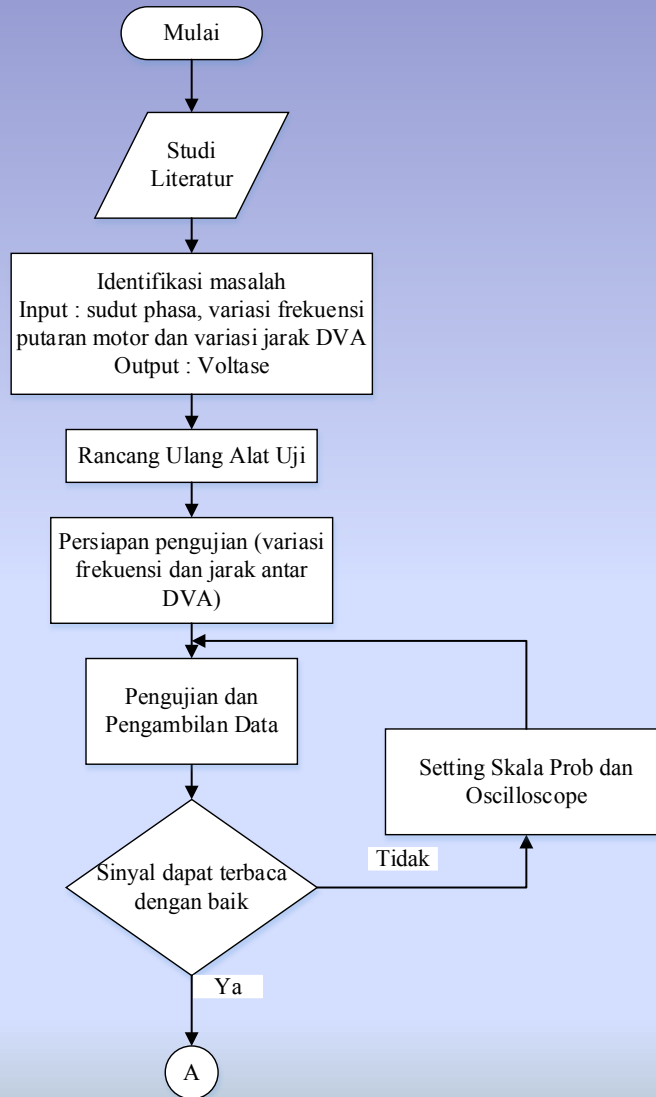
- Rancangan Pemodelan Sederhana

- Skema Variasi

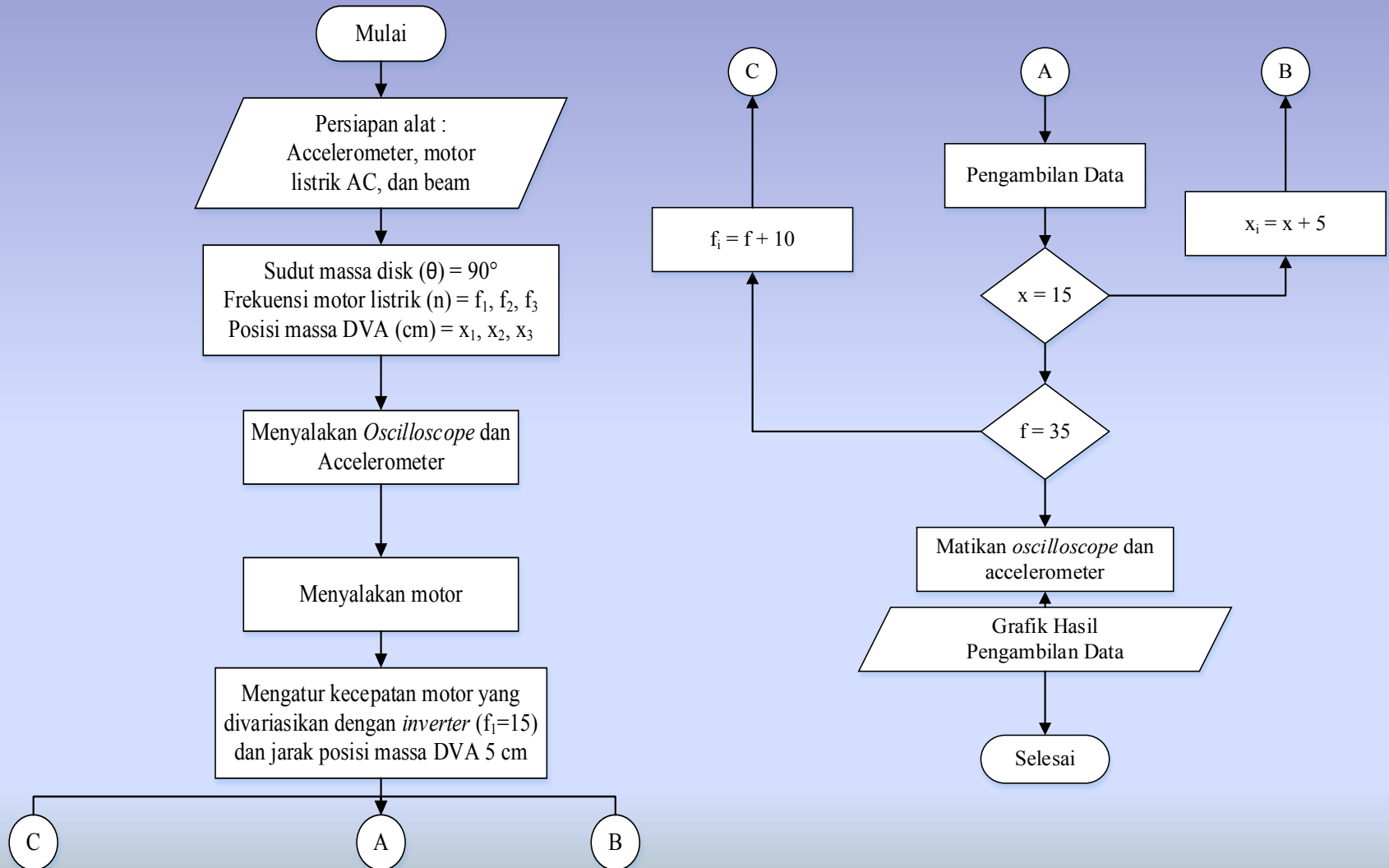
- Peralatan ukur dan skema peralatan



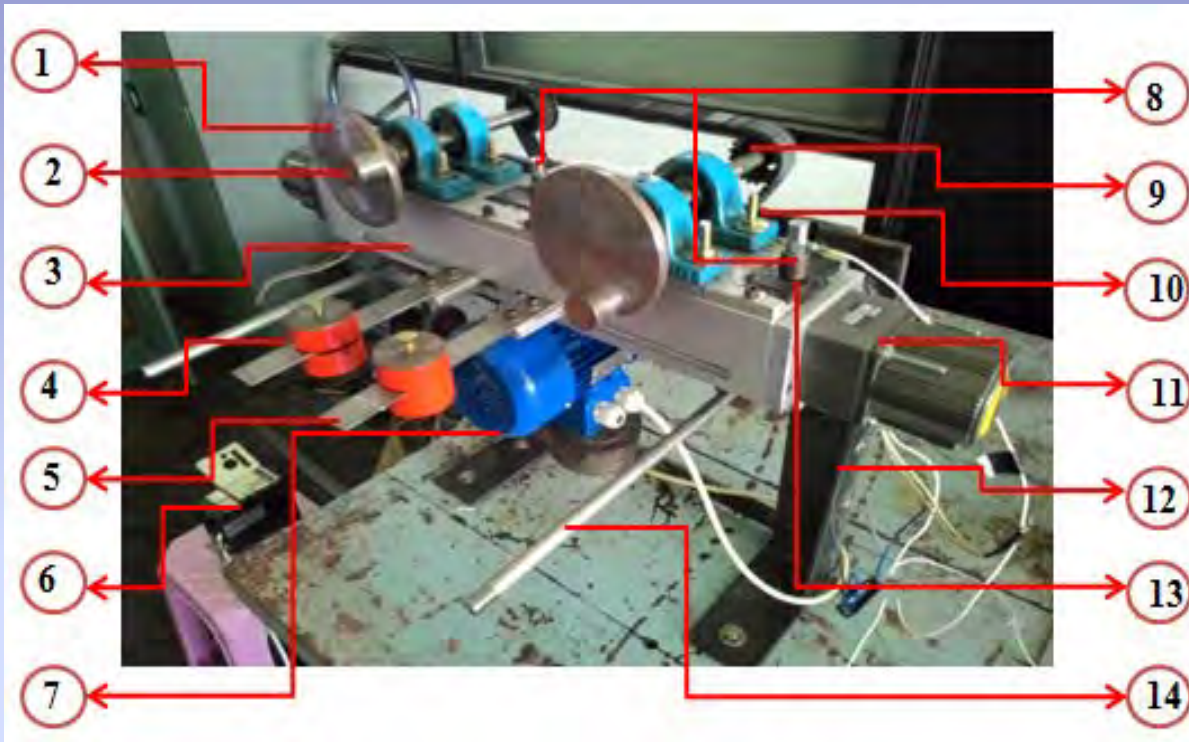
FLOWCHART PENELITIAN



FLOWCHART PENGUJIAN

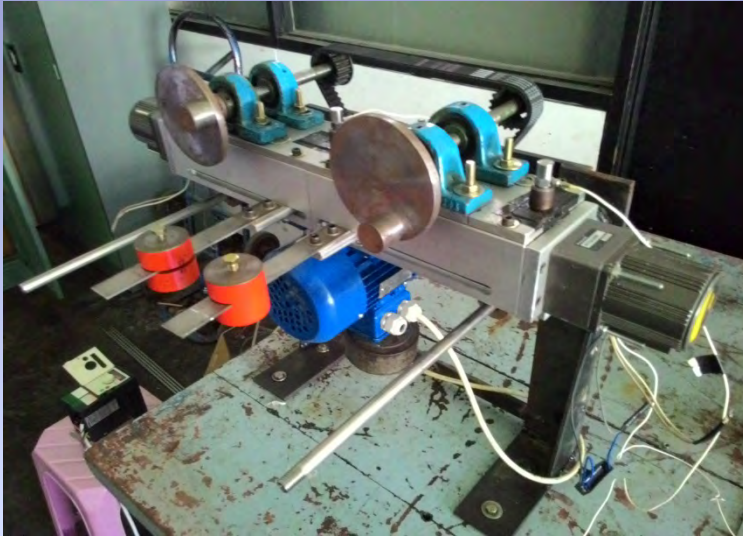


RANCANGAN PEMODELAN SEDERHANA



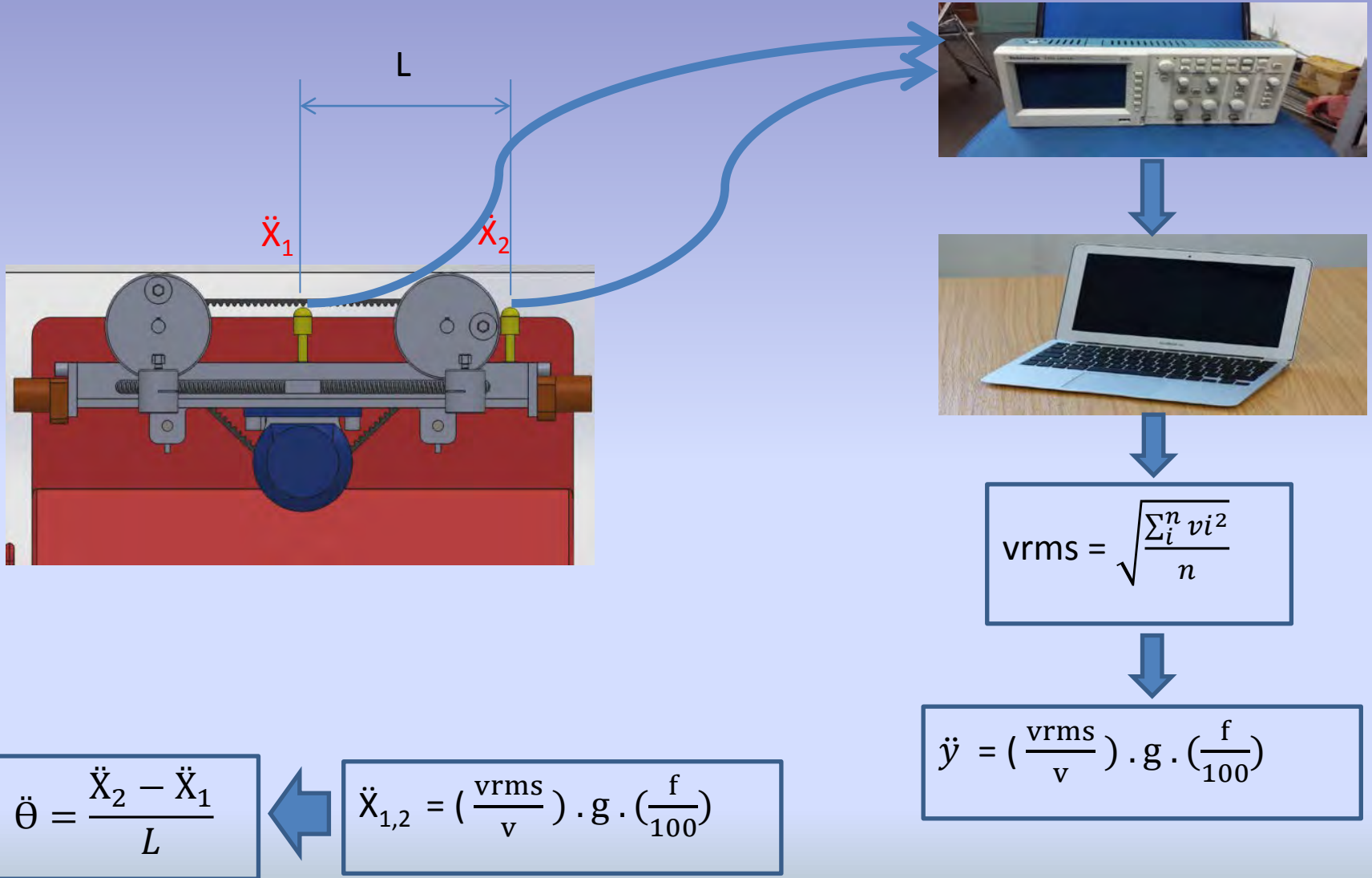
1. Piringan
2. Massa Unbalance
3. Sistem Utama
4. Massa DVA
5. Pegas DVA
6. *Inverter*
7. *Motor Listrik*
8. Accelorometer
9. Timming Belt
10. Bearing
11. Gear Motor
12. Penyannga
13. Plat Baja
14. Poros Penyangga

SKEMA VARIASI

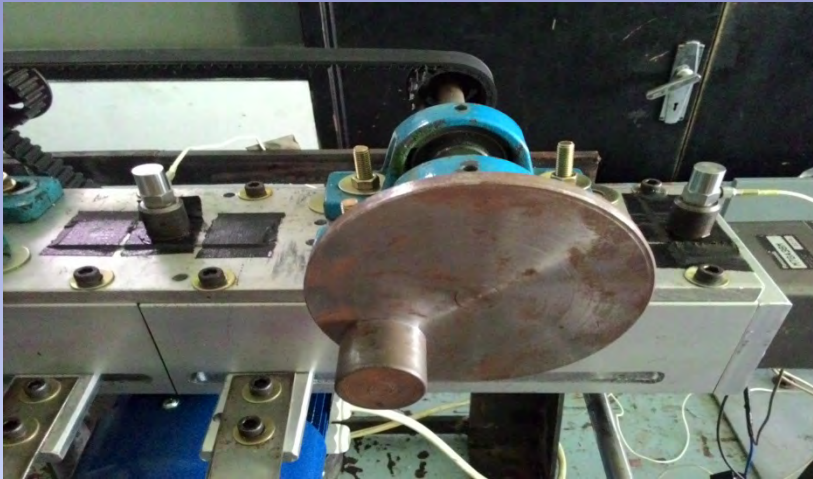


Variasi pergeseran jarak beam dan posisi DVA

SKEMA PENGAMBILAN DATA



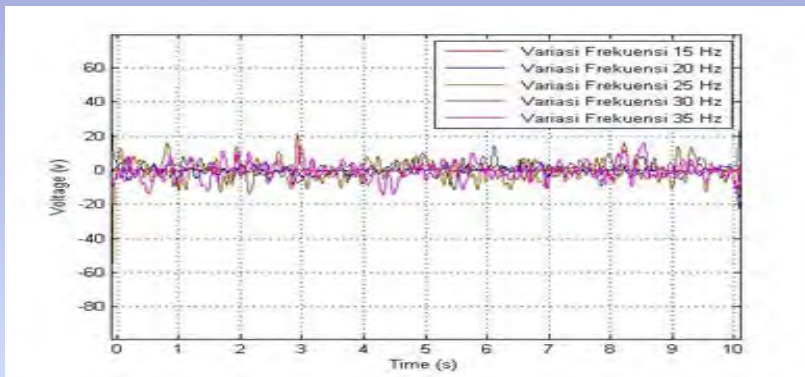
PENGAMBILAN DATA



Parameter Input		Parameter Output	
Tetap	Berubah	Diukur	Dihitung
<ul style="list-style-type: none"> Sistem Double DVA - <i>Independent</i> Sudut phasa 90° 	<ul style="list-style-type: none"> Frekuensi (Hz) : <ul style="list-style-type: none"> - 15 - 25 - 35 Posisi (cm) : <ul style="list-style-type: none"> - 5 - 10 - 15 	<ul style="list-style-type: none"> Voltase 	<ul style="list-style-type: none"> Respon Getaran (VRMS) Percepatan

HASIL GRAFIK VOLTASE

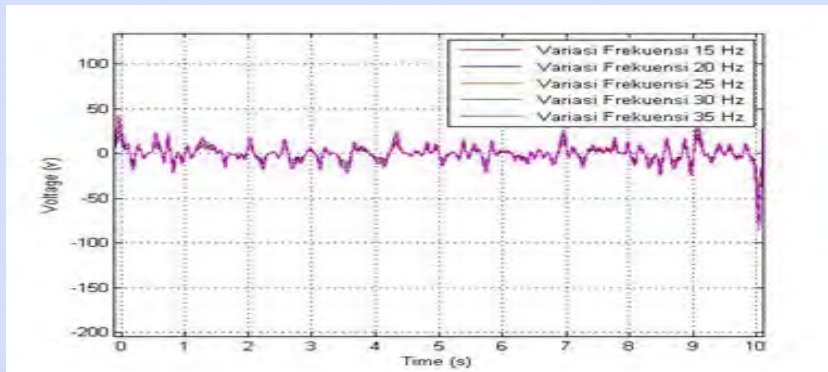
TRANSLASI



NILAI VOLTASE TANPA DVA

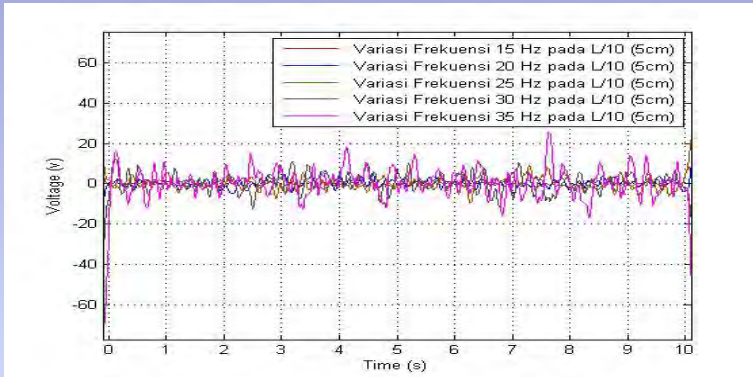
Set Point (Hz)	arah	
	Translasi	Rotasi
15	0.0111	0.0540
20	0.0243	0.1621
25	0.0744	0.3586
30	0.0458	0.3150
35	0.0543	0.4607

ROTASI



HASIL GRAFIK VOLTASE

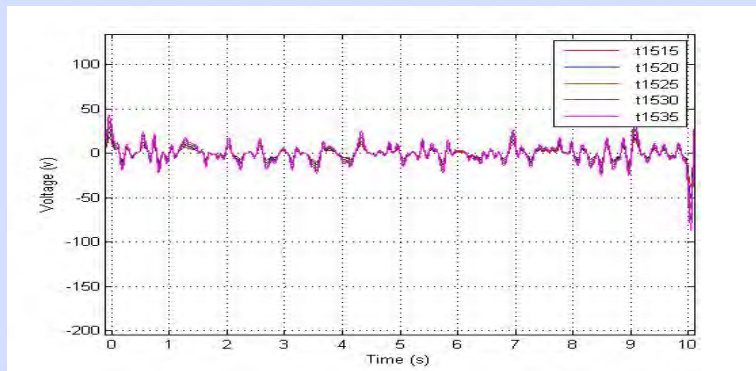
TRANSLASI



NILAI VOLTASE DENGAN DVA

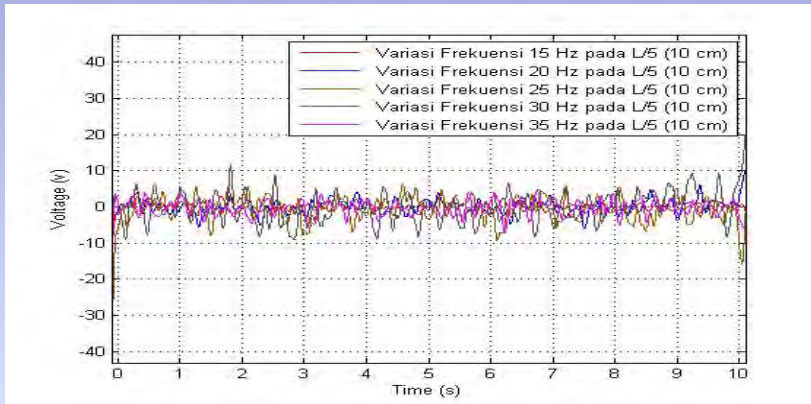
Set Point (Hz)	Panjang Lengan	
	L/10 Translasi	L/10 Rotasi
15	0.0162	0.0904
20	0.0212	0.1573
25	0.0301	0.2293
30	0.0333	0.3062
35	0.0666	0.5350

ROTASI

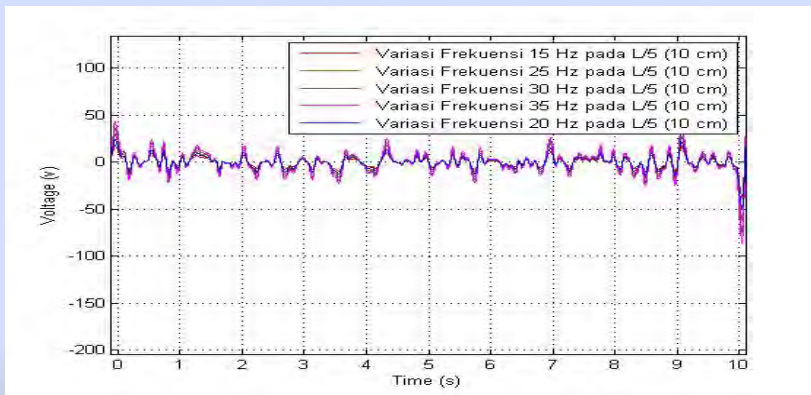


HASIL GRAFIK VOLTASE

TRANSLASI



ROTASI

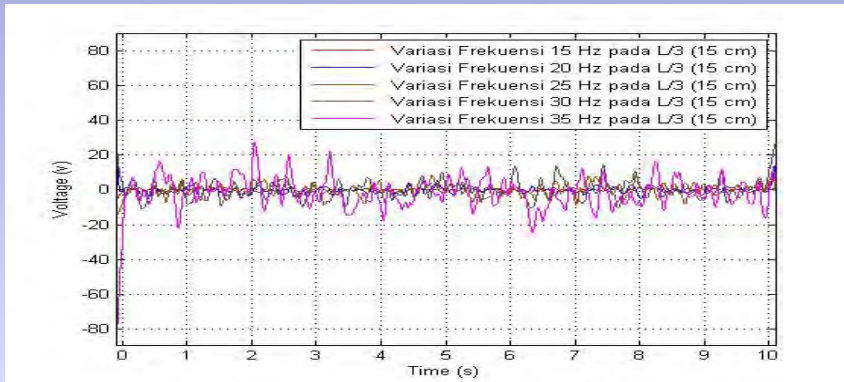


NILAI VOLTASE DENGAN DVA

Set Point (Hz)	Panjang Lengan	
	L/5 Translasi	L/5 Rotasi
15	0.0158	0.0867
20	0.0236	0.01553
25	0.0341	0.2390
30	0.0369	0.3464
35	0.0150	0.0820

HASIL GRAFIK VOLTASE

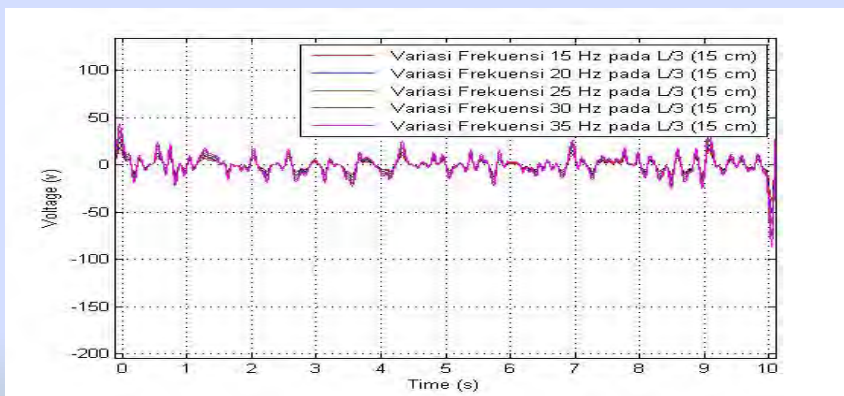
TRANSLASI



NILAI VOLTASE DENGAN DVA

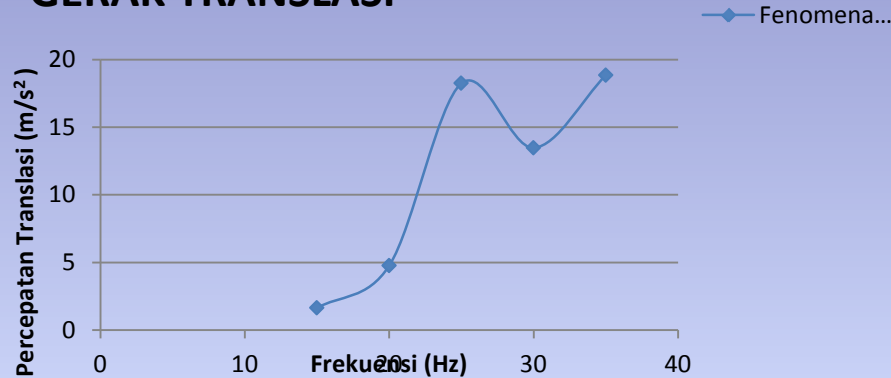
Set Point (Hz)	Panjang Lengan	
	L/3 Translasi (m/s ²)	L/3 Rotasi (rad/s ²)
15	0.0156	0.0834
20	0.0250	0.1615
25	0.0390	0.2663
30	0.0410	0.3664
35	0.0640	0.5043

ROTASI



GRAFIK RESPON GETARAN TANPA - DVA

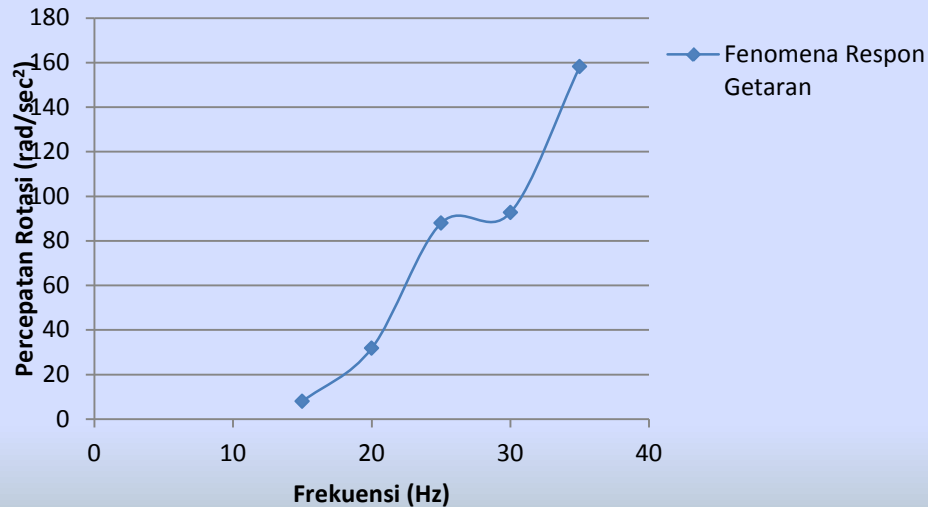
GERAK TRANSLASI



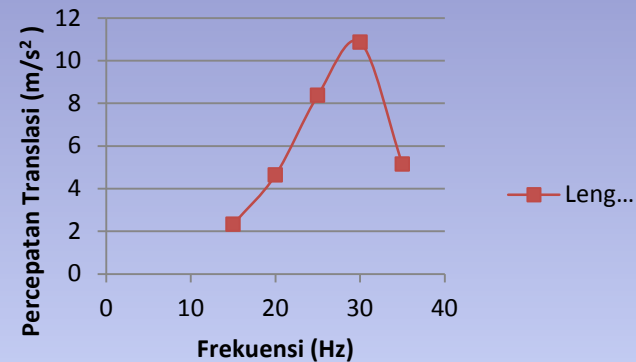
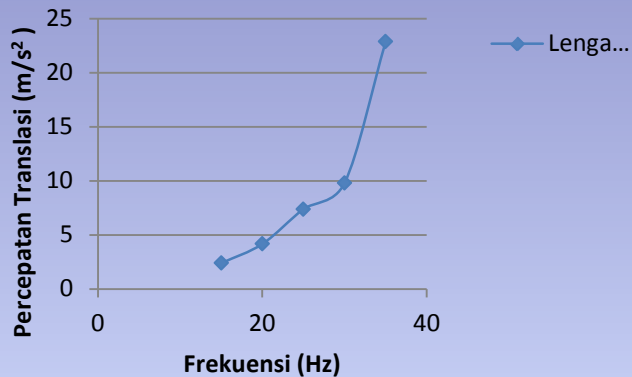
NILAI PERCEPATAN TANPA - DVA

Set Point (Hz)	arah	
	Translasi (m/s ²)	Rotasi (rad/s ²)
15	1,64	7,94
20	4,77	31,80
25	18,24	87,94
30	13,48	92,70
35	18,84	158,18

GERAK ROTASI

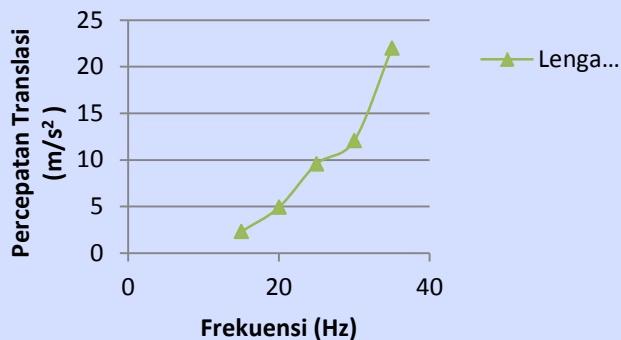


GRAFIK RESPON GERAK TRANSLASI DENGAN DVA

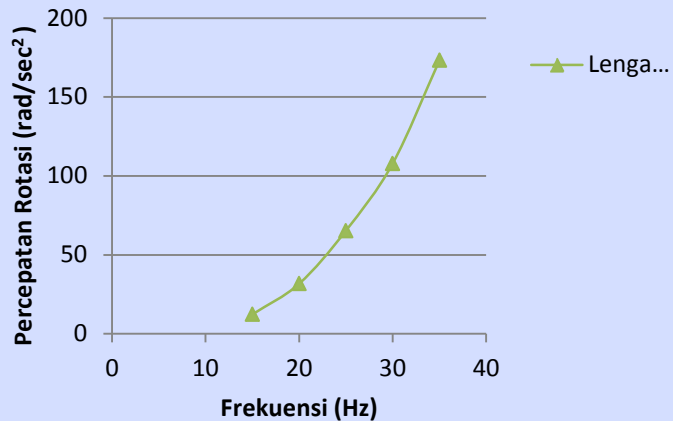
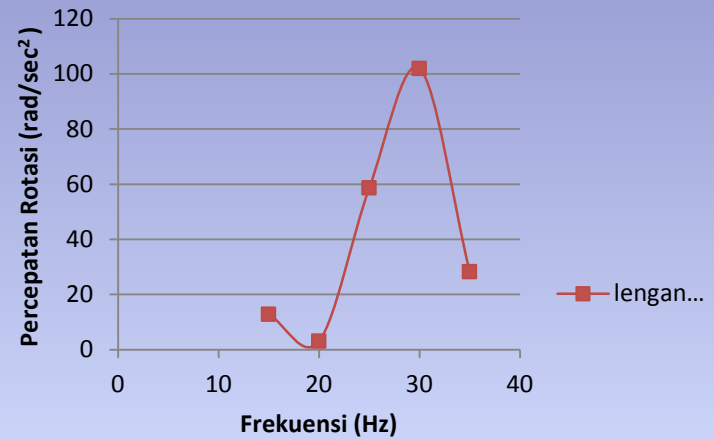
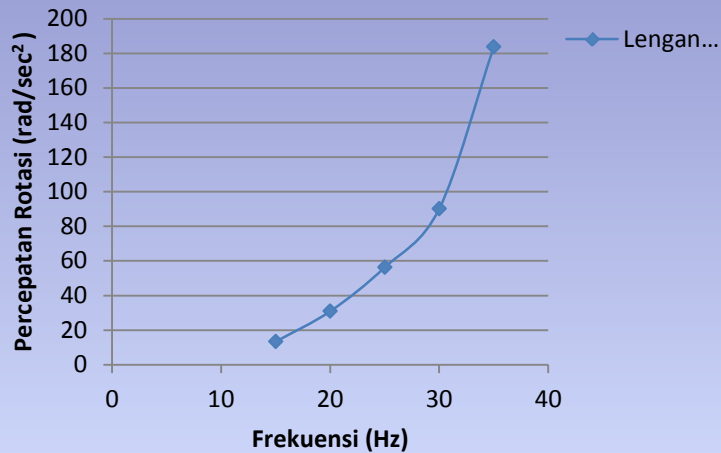


NILAI PERCEPATAN RESPON GERAK TRANSLASI

Set Point (Hz)	Panjang Lengan (m/s^2)		
	5	10	15
15	2,39	2,32	2,30
20	4,15	4,63	4,90
25	7,39	8,37	9,57
30	9,80	10,85	12,07
35	22,87	5,15	21,98



GRAFIK RESPON GERAK ROTASI DENGAN -DVA



NILAI PERCEPATAN GERAK ROTASI DENGAN-DVA

Set Point (Hz)	Panjang Lengan (rad/s ²)		
	5	10	15
15	13,30	12,75	12,28
20	30,87	3,04	31,69
25	56,23	58,61	65,31
30	90,11	101,94	107,83
35	183,70	28,15	173,15



NILAI REDUKSI PERCEPATAN

TRANSLASI

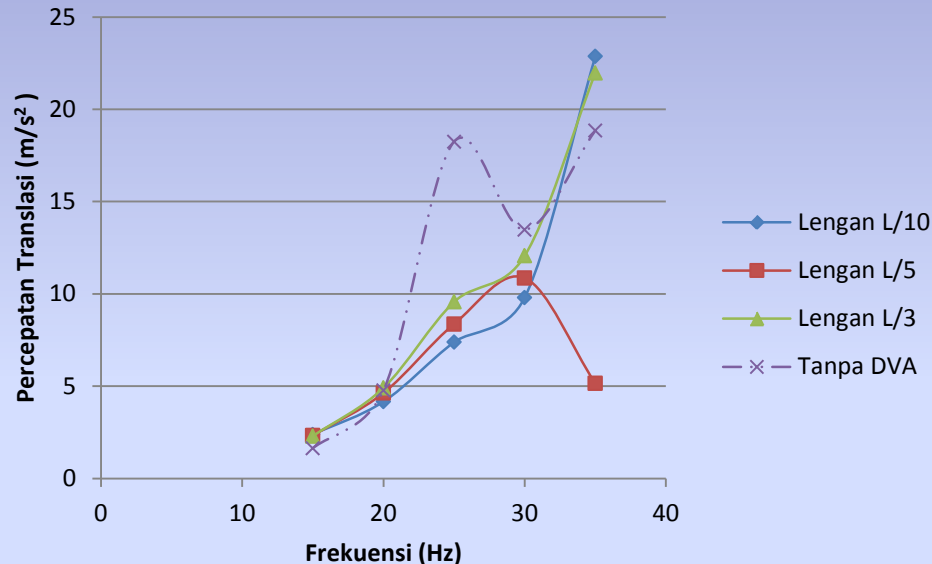
Set Point	Tanpa DVA (m/s ²)	Dengan DVA (m/s ²)			Nilai Reduksi (m/s ²)		
	Translasi	L/10	L/5	L/3	L/10	L/5	L/3
15	1,63	2,38	2,32	2,29	-0,75	-0,69	-0,66
20	4,76	4,15	4,63	4,90	0,60	0,13	-0,13
25	18,24	7,38	8,36	9,56	10,86	9,88	8,68
30	13,47	9,80	10,85	12,06	3,67	2,61	1,41
35	18,84	22,86	5,15	21,97	-4,01	13,69	-3,12

ROTASI

Set Point	Tanpa DVA (rad/s ²)	Dengan DVA (rad/s ²)			Nilai Reduksi (rad/s ²)		
	Rotasi	L/10	L/5	L/3	L/10	L/5	L/3
15	7,94	13,30	12,75	12,27	-5,35	-4,81	-4,32
20	31,80	30,86	3,04	31,68	0,94	28,75	0,11
25	87,94	56,23	58,61	65,31	31,71	29,33	22,63
30	92,70	90,11	101,94	107,83	2,58	-9,24	-15,12
35	158,19	183,69	28,15	173,15	-25,51	130,02	-14,97

GRAFIK PERBANDINGAN

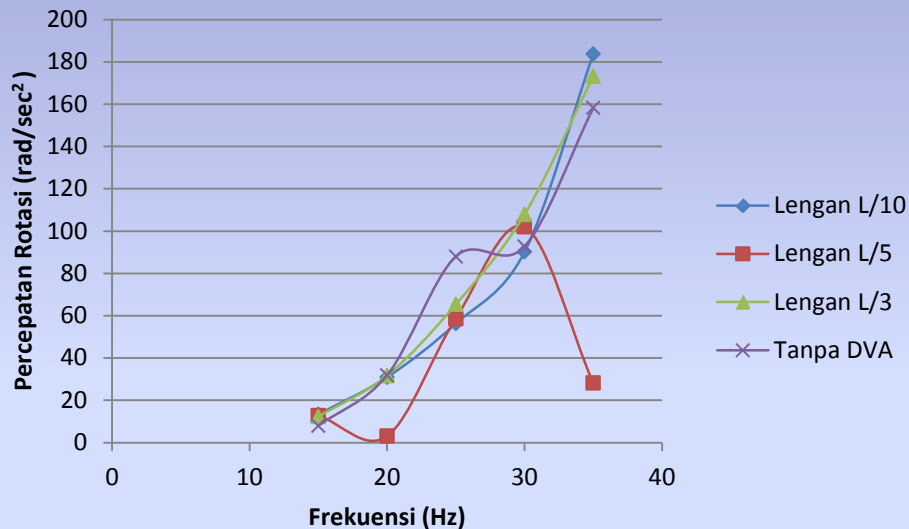
PERBANDINGAN NILAI RESPON GERAK TRANSLASI DENGAN DVA Vs TANPA DVA



DARI GRAFIK DIATAS DAPAT DISIMPULKAN PADA FREKUENSI 25 Hz DIMANA AREA TERSEBUT MERUPAKAN AREA FREKUENSI NATURAL ,RESPON GERAK TRANSLASI DAPAT Diredam DENGAN PENAMBAHAN DOUBLE DVA-INDEPENDENT DENGAN NILAI REDUKSI MAKSIMAL $10,86 m/s^2$ ATAU MEMPUNYAI EFFISIENSI SEBESAR 40%

GRAFIK PERBANDINGAN

PERBANDINGAN NILAI RESPON GERAK ROTASI DENGAN DVA Vs TANPA DVA



DARI GRAFIK DIATAS DAPAT DISIMPULKAN PADA FREKUENSI 25 Hz DIMANA AREA TERSEBUT MERUPAKAN AREA FREKUENSI NATURAL ,RESPON GERAK ROTASI DAPAT DIREKAM DENGAN PENAMBAHAN DOUBLE DVA-INDEPENDENT DENGAN NILAI REDUKSI MAKSIMAL 31,71 rad/s² ATAU MEMPUNYAI EFFISIENSI SEBESAR 63 %



KESIMPULAN DAN SARAN

KESIMPULAN

- ❖ DARI PENGUJIAN DIDAPATKAN NILAI GERAK ROTASI MEMPUNYAI NILAI LEBIH BESAR DARI GERAK TRANSLASI HAL TERSEBUT KARENA POSISI SENSOR ACCELOMETER TERLETAK DI UJUNG SEHINGGA TERDAPAT 2 RESPON GERAK YAITU TRANSLASI DAN ROTASI
- ❖ DARI PENGUJIAN DENGAN PENAMBAHAN DOUBLE DVA DAPAT MEREDUKSI GETARAN TRANSLASI DENGAN NILAI $10,86 \text{ m/s}^2$ DAN MEREDUKSI GETARAN ROTASI DENGAN NILAI $31,71 \text{ rad/s}^2$
- ❖ DARI HASIL PENGUJIAN DAPAT DISIMPULKAN SISTEM DENGAN PENAMBAHAN DOUBLE DVA – INDEPENDENT DAPAT MEREDUKSI RESPON GETARAN ARAH TRANSLASI DAN ROTASI DENGAN BAIK

SARAN

- ❖ KONSTRUKSI MEJA HARUS LEBIH KUAT AGAR TIDAK TERJADI GETARAN SELAIN YANG DITIMBULKAN OLEH MASSA *UNBALANCE*
- ❖ *TIMMING BELT* HARUS DIBERI PENGAMAN AGAR TIDAK BERBAHAYA
- ❖ JALUR PERGESERAN DVA DIBERI MISTAR UKUR AGAR PERGESERAN DVA LEBIH TEPAT
- ❖ DAYA MOTOR DIPERBESAR AGAR PUTARAN MOTOR SESUAI DENGAN FREKUENSI INVERTER
- ❖ PADA PENELITIAN SELANJUTNYA DIPERLUKAN VARIASI PERGESERAN JARAK DVA TIDAK SIMETRI UNTUK MENGETAHUI PENGARUH VARIASI TERHADAP REDUKSI GETARAN YANG LEBIH AKURAT DARI SISTEM UTAMA

Terima Kasih